

Parallelkinematische Mechanismen zum intrakorporalen Einsatz in der laparoskopischen Chirurgie

Vom Fachbereich 18
Elektrotechnik und Informationstechnik
der Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Andreas Röse

geboren am 24. März 1976
in Diez / Lahn

Referent:	Prof. Dr.-Ing. H. F. Schlaak
Korreferent:	Prof. Dr.-Ing. K. Radermacher
Tag der Einreichung:	30.06.2010
Tag der mündlichen Prüfung:	19.01.2011

D 17
Darmstadt 2011

Zusammenfassung

Die laparoskopische Chirurgie, die minimalinvasive Chirurgie im Bauchraum, wurde im Wesentlichen in den 1980er Jahren entwickelt und ist heute die übliche Methode für viele chirurgische Eingriffe (z.B. Blinddarmentfernung und Gallenblasenentfernung) geworden. Die eingesetzten Instrumente verfügen über nur wenige Bewegungsfreiheitsgrade, weshalb die Zugangswege zu der Operationsumgebung präzise gewählt werden müssen und einige Eingriffe erhöhten Schwierigkeiten unterliegen. Instrumente mit erweiterter Beweglichkeit innerhalb des Körpers werden von Chirurgen immer wieder gefordert. Einige, jedoch rein mechanische Instrumente werden kommerziell angeboten. Elektrisch angetriebene Instrumente sind immer noch Gegenstand der aktuellen Forschung.

Parallelkinematische Mechanismen sind vor allem im Werkzeugmaschinenbau und in der Handhabungstechnik bekannt. Die Möglichkeit, alle zur Bewegung der Werkzeugplattform notwendigen Antriebe gestellfest anzuordnen, prädestiniert sie für den Einsatz in der Laparoskopie. Innerhalb des Körpers, wo Bewegungen zur Positionierung der chirurgischen Werkzeuge umgesetzt werden, sind keine Antriebe notwendig, sodass die intrakorporal eingesetzten Mechanismen lediglich als passive Stab-Gelenk-Getriebe ausgeführt werden können.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Entwurfsmethodik und dem Aufbau von parallelkinematischen Mechanismen zum Einsatz als Positioniersysteme für Instrumente in der laparoskopischen Chirurgie. Die kinematischen Beziehungen zwischen Antrieben und Instrumentenspitze werden aufgrund der Komplexität der Mechanismen numerisch berechnet. Daher eignen sich die vorgestellten parallelkinematischen Manipulatoren auch für den Einsatz in computergestützten Eingriffen. Die numerische Berechnung ist in Echtzeit während der Bedienung möglich und kann einfach auf eine große Klasse von parallelkinematischen Mechanismen übertragen werden. Auf einem 2-Kern-Prozessor mit einem Takt von 2 GHz benötigt die Berechnung einer Mechanismus-Stellung ca. 2,3 ms.

Eine Analyse mittels Starrkörpersimulationen und Finite-Elemente-Simulationen verdeutlicht zuverlässige Methoden zur Charakterisierung von parallelkinematischen Mechanismen und bildet die Basis zur ihrer Umsetzung als kostengünstige Einmalartikel in Kunststoff-Spritzguss-Technologie. Die Simulationen zeigen hohe Kräfte von bis zu 28 N innerhalb der

Gelenke. Eine monolithische Umsetzung in Kunststoff hält in zwei Raumrichtungen Kräften von 5 N auf den Tool-Centre-Point stand, jedoch zeigen die Untersuchungen in einer Raumrichtung deutliche Verformungen bereits bei einer Belastung des Tool-Centre-Point mit einer Kraft von 1 N. Kinematische Optimierungen und eine veränderte Auslegung von Festkörpergelenken können hier Verbesserungen bringen.

Mit den erforschten Mechanismen wurde ein laparoskopisches Instrument entworfen und aufgebaut. Das Instrument enthält gegenüber einem klassischen laparoskopischen Instrument vier zusätzliche, im Körper liegende Freiheitsgrade. Um die Arbeitsrichtung der Instrumentenspitze zu verändern, sind drei Freiheitsgrade rotatorisch ausgeführt. Ein Freiheitsgrad ist linear ausgeführt, was zu einem 3-dimensional ausgeprägten Arbeitsraum mit einer Größe von ca. 14 cm^3 führt. Die Instrumentenspitze wird durch vier piezoelektrische Antriebe bewegt, die im Instrumentenschaft außerhalb des Körpers angeordnet sind. Das Instrument wurde innerhalb eines Tierversuchs von schwerpunktmäßig laparoskopisch arbeitenden Chirurgen getestet. Die Ergebnisse des Versuchs führen zum Vorschlag einer zukünftigen Ausprägung des Instruments als kleine Operationsplattform mit mehreren parallelkinematischen Manipulationsarmen.

Abstract

Laparoscopic surgery (minimally invasive surgery in the abdominal cavity) was mainly developed in the 1980s. Today it is the standard procedure for many surgical interventions like appendectomy and cholecystectomy. Laparoscopic instruments contain only a few degrees of freedom (dof) for the intervention. Thus the operation path has to be planned carefully before the intervention and the interventions are more difficult compared to open surgical procedures. Instruments with more degrees of freedom are constantly requested by laparoscopic surgeons. Some purely mechanical actuated instruments with an extended number of dof are commercially available while electrically actuated instruments are mainly in the state of research.

Parallel kinematic mechanisms are mainly used in machine tools and in handling robots. The possibility of fixing all actuators to a base makes parallel kinematic mechanisms interesting for laparoscopic instruments with multiple degrees of freedom. All the actuators can be placed outside the body while the motion is transferred inside the body by a single, passive working link and joint mechanism.

This dissertation focuses on the design methodology and the construction of parallel kinematic mechanisms as positioning systems for laparoscopic instruments. Due to its complexity, the inverse kinematic problem to control the position of the presented mechanisms is solved numerically. This calculation is done in real time and can be easily adapted to many different mechanisms. The calculation takes about 2.3 ms on a 2 GHz dual core processor.

A rigid body analysis and a finite element analysis illustrate methods for characterisation of parallel kinematic mechanisms and points out the possibility of manufacturing the mechanisms as single-use (disposable) part by plastic injection moulding. The simulation showed that high forces of up to 28 N inside the joints were experienced. A monolithic implementation in plastic withstood forces of 5 N on the tool-centre-point in two directions. However in the other direction large deformations were experienced at a force of 1 N. A kinematic optimisation and a different design of monolithic joints can improve this result.

A laparoscopic instrument with a parallel kinematic mechanism at its tip has been developed and constructed. The instrument extends the motion of a classic laparoscopic instrument by four intracorporeal degrees of freedom. In order to change the working direction of the

surgical instrument, three of the additional dof are rotational. One is a linear dof that leads to a 3-dimensional workspace of 14 cm^3 . The instrument tip is actuated by four piezoelectric actuators situated in the instrument shaft outside the body. The instrument has been tested by laparoscopically working surgeons in an animal experiment on a pig. These successful results suggest that a small operation platform with several parallel kinematic manipulators should be developed in future.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Elektromechanische Konstruktionen an der Technischen Universität Darmstadt. Große Teile wurden während des BMBF-Förderprojektes FUSION (**F**uture Environment for Gentle Liver Surgery Using **I**mage-Guided Planning and Intra-**O**perative Navigation) erarbeitet. Die medizinische Robotik bzw. elektrisch angetriebene telemanipulatorische Systeme können in Zukunft maßgeblich von den heutigen Bestrebungen in Richtung der Umsetzung von Freiheitsgraden innerhalb des Körpers profitieren. Diese Arbeit soll einen Beitrag zur Entwicklung von Instrumenten mit mehreren intrakorporalen Freiheitsgraden bieten. Sie wäre jedoch ohne die Unterstützung von Freunden und Kollegen nicht entstanden.

Mein Dank gilt besonders meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. H. F. Schlaak für die Betreuung sowie die Unterstützung bei meiner Arbeit. Insbesondere danke ich ihm für die Freiheiten, die ich im Rahmen meiner Tätigkeit nutzen durfte. Sein hohes Verantwortungsbewusstsein gegenüber Mitarbeitern hat den Abschluss der Arbeit über die Projektlaufzeit hinaus erst ermöglicht.

Weiterhin danke ich Prof. Dr.-Ing. K. Radermacher für die wertvollen Fachgespräche über medizinische Robotik auf medizintechnischen Konferenzen und schließlich für die Übernahme des Korreferats meiner Arbeit.

Meine Kollegen hatten jederzeit ein offenes Ohr und haben sich immer Zeit genommen, um meine Ideen zu diskutieren und auf ihre Richtigkeit zu prüfen, auch wenn es in Einzelfällen einige Stunden in Anspruch nehmen sollte. - Ihr seid ein starkes Team. Bitte bewahrt Euch diese Zusammenarbeit.

Ganz besonders danke ich meiner Familie, die mir durch Ihre ständige Unterstützung eine gute Basis für mein berufliches Fortkommen geschaffen hat.

Zu guter Letzt und vor allem möchte ich mich bei meiner Frau Verena bedanken, die mich in den vergangenen Jahren bei Schwierigkeiten ermuntert, aber auch meine Freude über Erfolge geteilt hat und der ich diese Arbeit daher widme.

Frankfurt, im Februar 2011

Andreas Röse

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	XIII
Glossar	XIX
1. Einleitung	1
1.1. Grundlagen zur Laparoskopie	1
1.1.1. Begriffsdefinition	1
1.1.2. Entwicklung der Laparoskopie	2
1.1.3. Operationswerkzeuge und deren Anwendung	3
1.2. Das BMBF-Projekt INKOMAN	7
1.3. Forschungsinhalte	9
2. Kinematische Strukturen für laparoskopische Manipulatoren	11
2.1. Stand der Forschung und Technik laparoskopischer Manipulatoren	11
2.1.1. Bewegungsrestriktionen in der Laparoskopie	11
2.1.2. Mechanische Lösungen	12
2.1.3. Robotische und telemanipulatorische Systeme	12
2.2. Parallelkinematische Mechanismen	17
2.2.1. Einordnung parallelkinematischer Mechanismen	18
2.2.2. Einsatzgebiete von parallelkinematischen Mechanismen	20
3. Kinematischer Entwurf	23
3.1. Anforderungsermittlung	23
3.1.1. Anforderungen an die Kräfte	23
3.1.2. Anforderungen an die Bewegung	28
3.2. Freiheitsgrade von parallelkinematischen Mechanismen	29
3.2.1. Gelenke und Streben	29
3.2.2. Kinematische Ketten und Schemata	32
3.2.3. Zwangsbedingungen und generalisierte Koordinaten	34
3.2.4. CHEBYCHEFF-GRÜBLER-KUTZBACH-Kriterium	35

3.3.	Mechanismus für die intrakorporale Positionierung	37
3.3.1.	Bewegung und Bedienung	37
3.3.2.	Verteilung von Freiheitsgraden	39
3.3.3.	Anordnung von Gelenken und Antrieben	41
3.3.4.	Feinwerktechnische Realisierung	43
4.	Kinematische Berechnungen	45
4.1.	Übersicht über kinematische Berechnungen	45
4.2.	Vorgehen zur Berechnung der Inverskinematik	50
4.3.	Mathematische und kinematische Grundlagen	54
4.3.1.	NEWTON-Näherungsverfahren	54
4.3.2.	Homogene Koordinatentransformationen	56
4.3.3.	Methode der DENAVIT-HARTENBERG-Parameter	57
4.3.4.	JACOBI-Matrix der Vorwärtskinematik einer seriellen kinematischen Kette	60
4.4.	Vollständiger numerischer Algorithmus der Inverskinematik	62
4.5.	Implementierung und Test der Inverskinematik	63
4.5.1.	Fließkomma-Berechnung	63
4.5.2.	Fixpunkt-Berechnung	64
4.5.3.	Zusammenfassung und Optimierungsmöglichkeiten	68
5.	Mechanische Simulation	71
5.1.	Arbeitsraum	71
5.2.	Statisches Verhalten	78
5.2.1.	Eingangs-/Ausgangs-Verhalten	78
5.2.2.	Gelenke	83
5.3.	Untersuchung flexibler Strukturen	92
5.3.1.	Auslegung von Gelenken	93
5.3.2.	Finite-Elemente-Simulation eines Mechanismus	100
5.4.	Kinematische Optimierung	113
5.4.1.	Beispiel zur Optimierung eines Mechanismus	115
5.4.2.	Optimierungssystem für parallelkinematische Mechanismen	116
6.	Das Instrument INKOMAN	121
6.1.	Komponenten	121
6.1.1.	Integration des Mechanismus	121
6.1.2.	Antriebseinheit	125

6.1.3. Kraftübertragung	131
6.2. Gesamtaufbau und Einsatz	132
6.2.1. Ansteuerung des Instruments und Regelung der Antriebe	134
6.2.2. Einsatz des Instruments im Tierversuch	137
6.2.3. Biokompatibilität, Sterilisierbarkeit	139
7. Zusammenfassung und Ausblick	143
7.1. Zusammenfassung	143
7.1.1. Erreichter Stand	143
7.1.2. Erarbeitete Methoden	144
7.2. Anregung weiterer Arbeiten	145
A. Vorwärtskinematik eines seriellen Mechanismus	147
B. Die Singulärwertzerlegung	151
C. Berechnete Singulärwerte	155
C.1. Singulärwerte der Jacobimatrix J	155
C.2. Singulärwerte der Jacobimatrix J_{innen}	157
Literaturverzeichnis	161
Lebenslauf	175

Symbolverzeichnis

Symbol	Erklärung	Einheit
\mathbf{A}	Matrix vom Typ $m \times n$	
a	DENAVIT-HARTENBERG-Parameter der Verschiebung in x_i -Achsrichtung, Gliedlänge	
b	Anzahl der Beine eines parallelkinematischen Mechanismus	
b_0	Übertragungsfaktor einer Schubkurbel an der Stelle α_0	m/Grad
C	Verhältnis von Arbeitsraum zu Bauraum eines Mechanismus	
d	DENAVIT-HARTENBERG-Parameter der Verschiebung in z_{i-1} -Achsrichtung, Gelenkabstand	
d	Teilkreisdurchmesser, Durchmesser eines Zahnrads, der für die Berechnung der Kraftübertragung relevant ist	mm
dq	differentielles Teilstück einer Antriebsstellung	mm
$d\mathbf{q}$	differentielles Teilstück der Antriebsstellungen	mm
$d\mathbf{x}$	differentielles Teilstück der Stellung des Tool-Centre-Point	mm, Grad
E	E-Modul	MPa
F	Getriebefreiheitsgrad eines parallelkinematischen Mechanismus	
F	Kraft	N
\mathbf{f}_q	Kräfte und Momente auf in den angetriebenen Gelenken eines Mechanismus	
$f(\mathbf{q})$	Direktes kinematisches Problem	
$f^{-1}(\mathbf{x})$	Inverses kinematisches Problem	
f_g	Gelenkfreiheitsgrad	
f_{ges}	Gesamtanzahl der Gelenkfreiheitsgrade in einem parallelkinematischen Mechanismus	

Symbol	Erklärung	Einheit
f_i	Anzahl der Freiheitsgrade des Gelenks Nr. i	
f_{id}	Anzahl der identischen Freiheitsgrade in einem parallelkinematischen Mechanismus	
f_{innen}	Kraft im inneren eines Mechanismus (z.B. Gelenkschnittkraft)	
F_L	Linearitätsfehler	%
F_{max}	Kraft, die maximal durch den TCP eines Mechanismus aufgebracht werden kann; Kraft, die von einem Linearantrieb maximal aufgebracht werden kann	N
f_{mech}	Mechanische Betriebsfrequenz eines Antriebs	kHz
F_x	Kraft in x-Richtung	N
F_y	Kraft in y-Richtung	N
F_z	Kraft in z-Richtung	N
$f(x)$	Funktion in Abhängigkeit von x	
$f'(x)$	Ableitung von $f(x)$ nach x	
\mathbf{f}_x	Kräfte und Momente auf den TCP	
g	Anzahl der Gelenke in einem parallelkinematischen Mechanismus	
$g()$	Stellung der Hauptkette im Raum	
$h()$	Stellung einer Nebenkette im Raum	
h	Dicke des Films eines Filmgelenks	mm
\mathbf{J}	JACOBI-Matrix	
\mathbf{J}^{-1}	inverse JACOBI-Matrix	
\mathbf{J}_d	Ableitung der DENAVIT-HARTENBERG-Transformationsmatrix nach d	
\mathbf{J}_θ	Ableitung der DENAVIT-HARTENBERG-Transformationsmatrix nach θ	
\mathbf{J}_{innen}	JACOBI-Matrix zur Übersetzung von Kräften und Momenten am TCP auf innere Größen (z.B. Gelenkschnittkräfte) eines Mechanismus	
k	Anzahl der kinematischen Ketten in einem parallelkinematischen Mechanismus	

Symbol	Erklärung	Einheit
L	Anzahl der geschlossenen kinematischen Ketten in einem parallelkinematischen Mechanismus	
l	Länge eines Filmgelenks	mm
l^*	Ersatzlänge eines Filmgelenks (empirisch ermittelt)	mm
l_{min}	Minimale Führungslänge eines Linearlagers	mm
m	Masse	kg
m	Zahnmodul eines Zahnrads	
M_x	Moment in x-Richtung	Nm
M_y	Moment in y-Richtung	Nm
M_z	Moment in z-Richtung	Nm
M_α	Moment auf den Antrieb einer Schubkurbel	Nm
$M_{Betrieb}$	Drehmoment eines Antriebs im Betrieb	Nm
M_{max}	Maximales Drehmoment eines Antriebs	Nm
n	Anzahl der Streben in einem parallelkinematischen Mechanismus	
n	Drehzahl eines Antriebs	1/min
n_{min}	minimale Drehzahl eines Antriebs	1/min
P_g	Parallelitätsgrad eines parallelkinematischen Mechanismus	
P_{mech}	Mechanische Leistung	W
\mathbf{p}	Vektor in homogenen Koordinaten	
\mathbf{q}	Vektor, der die Stellung der Antriebe q_i eines Mechanismus zusammenfasst	mm
q_i	Stellung des i-ten Antriebs	mm
\mathbf{R}	Rotationsmatrix	
s	Anzahl der Zwangsbedingungen in einem parallelkinematischen Mechanismus	
\mathbf{T}	Homogene Koordinatentransformation	
t	Zeit	s
\mathbf{t}	Translationsvektor	
\mathbf{U}	Matrix aus den Linkssingulärvektoren von \mathbf{A}	

Symbol	Erklärung	Einheit
U_{rms}	Betriebsspannung eines Antriebs (Quadratischer Mittelwert)	V
\mathbf{V}	Matrix aus den Rechtssingulärvektoren von \mathbf{A}	
V	Volumen	m ³
v	Anzahl der Verzweigungen in einem parallelkinematischen Mechanismus	
v	Geschwindigkeit	mm/s
v_{TCP}	Geschwindigkeit des TCP eines Mechanismus	mm/s
$v_{Antrieb}$	Geschwindigkeit eines Linearantriebs	mm/s
\mathbf{x}	Vektor, der die Stellung des Tool-Centre-Point nach Lage und Orientierung im Raum zusammenfasst	mm, Grad
x	Kartesische x-Koordinate oder x-Wert, Funktionsargument	
x_i	x-Wert des Schritts Nr. i in einem eindimensionalen NEWTON-Näherungsverfahren	
\mathbf{x}_i	x-Vektor des Schritts Nr. i in einem mehrdimensionalen NEWTON-Näherungsverfahren	
x_{i+1}	auf x_i folgender x-Wert in einem eindimensionalen NEWTON-Näherungsverfahren	
\mathbf{x}_{i+1}	auf \mathbf{x}_i folgender x-Vektor in einem mehrdimensionalen NEWTON-Näherungsverfahren	
y	Kartesische y-Koordinate oder y-Wert, Funktionswert	
z	Kartesische z-Koordinate	
z_{max}	Maximum einer Fixpunktzahl	
Griechische Symbole		
α	Gierwinkel (Neigungswinkel um die z-Achse); Reihenfolge: α , β , γ	Grad
α	DENAVIT-HARTENBERG-Parameter der Rotation um die x_i -Achse, Verwindung	
β	Nickwinkel (Neigungswinkel um die bereits gedrehte y-Achse); Reihenfolge: α , β , γ	Grad
β	Auslenkungswinkel eines Filmgelenks	Grad
γ	Rollwinkel (Neigungswinkel um die bereits gedrehte x-Achse); Reihenfolge: α , β , γ	Grad

Symbol	Erklärung	Einheit
$\Delta\varphi$	Winkelinkrement eines Positionssensors	Grad
Δx	$x_{n+1} - x_n$	
$\Delta \mathbf{x}$	$\mathbf{x}_{n+1} - \mathbf{x}_n$	
Δz	Numerischer Fehler bei einer Fixpunkt-Berechnung	
$\delta \mathbf{q}$	virtuelle Verschiebungen der Antriebe eines Mechanismus	
δW_q	Virtuelle Arbeit an den Antrieben eines Mechanismus	J
δW_α	Virtuelle Arbeit an dem Antrieb einer Schubkurbel	J
δW_x	Virtuelle Arbeit an dem Abtrieb einer Schubkurbel, Virtuelle Arbeit am TCP eines Mechanismus	J
$\delta \mathbf{x}$	virtuelle Verschiebungen des TCP	mm
$\partial \mathbf{x} / \partial \mathbf{q}$	Partielle Ableitung aller x nach allen q; $\partial \mathbf{x} / \partial \mathbf{q} = \mathbf{J}$	
ε_B	Bruchdehnung	%
ε_m	Dehnung bei Zugfestigkeit	%
ε_y	Streckdehnung	%
φ_i	Gelenkstellung eines passiven Gelenks einer Nebenkette	Grad
η_{max}	Maximaler Wirkungsgrad eines Getriebes	
κ	Konditionszahl (Maß für die Isotropie des Übertragungsverhaltens) eines Mechanismus	
λ	Faktor in der Berechnung von Gelenkfreiheitsgraden in einem parallelkinematischen Mechanismus; $\lambda = 3$ für ebene Probleme, $\lambda = 6$ für räumliche Probleme	
μ	Reibkoeffizient	
ρ_1, ρ_2	Radien am Ausschnitt eines Filmgelenks	mm
Σ	Diagonalmatrix aus den Singulärwerten von \mathbf{A}	
σ_B	Bruchspannung	MPa
σ_m	Zugfestigkeit	MPa
σ_{min}	minimaler Singulärwert einer Matrix	
σ_{max}	maximaler Singulärwert einer Matrix	
$\sigma_{x\%}$	Materialspannung bei x-Prozent Dehnung	
σ_y	Streckspannung	MPa

Symbol	Erklärung	Einheit
θ	DENAVIT-HARTENBERG-Parameter der Drehung um die z_{i-1} -Achse, Gelenkwinkel	
θ	fortlaufender Winkel über dem Umfang eines Wanderwellenantriebs	
θ_i	Gelenkstellung eines passiven Gelenks der Hauptkette	Grad
ρ	Leistungsdichte	W/m ³

Glossar

Begriff, Abkürzung	Erklärung
Abdomen	Oberbauch
abdominal	Den Oberbauch betreffend
anisotrop	Gegenteil zu isotrop. Ungleiche Eigenschaften (z.B. Materialeigenschaften) in unterschiedliche Raumrichtungen
Antriebseinheit	Baugruppe des vorgestellten Instruments, die vier Motormodule zum Antrieb einer parallelkinematischen Instrumentenspitze enthält
Appendektomie	Blinddarmentfernung
Autoklavieren	Ein Sterilisationsverfahren mit heißem Dampf unter Druck in einem sogenannten Autoklaven
Bein	hier: Eine vollständige serielle kinematische Kette innerhalb eines parallelkinematischen Mechanismus
CCD	Charge-coupled Device
Cholezystektomie	Gallenblasenentfernung
CMOS	Complementary Metal Oxide Semiconductor
CO_2 -Insufflation	Anheben der Bauchdecke durch erhöhen des Drucks zum Zweck der Operation; Der Druck in der Bauchhöhle wird durch Einleiten von CO_2 angehoben.
DENAVIT-HARTENBERG-Methode	Methode zum Berechnen der Vorwärtskinematik eines beliebigen seriellen Mechanismus
Dissektion	Zertrennen von Gewebe
Dissektor	Chirurgisches Werkzeug zur Dissektion
distal	Vom Chirurgen entfernt gelegen; Das distale Ende eines Laparoscops bezeichnet seine Spitze.
DOF	Degrees of freedom, Freiheitsgrade

Begriff, Abkürzung	Erklärung
Endoskop	Flexibel abwinkelbare Kamera für die minimalinvasive Chirurgie
evolutionäre Algorithmen	Algorithmen zur Optimierung einer Funktion mit mehreren Variablen, die der Evolution nachempfunden sind.
extrakorporal	außerhalb des Körpers
ex-vivo	Außerhalb des lebenden Organismus
Fundoplikation	Anti-Reflux-Therapie, Eingriff gegen chronisches Sodbrennen
Fuß	Starrkörper innerhalb von parallelkinematischen Mechanismen, der von einem Antrieb bewegt wird
generalisierte Koordinaten	Satz von Koordinaten, der die Bewegung eines Mehrkörpersystems vollständig beschreibt
genetische Algorithmen	siehe evolutionäre Algorithmen
haptisches Bedienelement	Bedienelement, das dem Bediener einen Krafteindruck vermitteln kann
Hauptkette	Bezeichnung für die serielle Kette des vorgestellten Mechanismus, die maßgeblich für die Bedienung des gesamten Mechanismus betrachtet wird
Hernie	Austritt von Eingeweiden durch eine Schwächung in der Bauchwand; z.B. Leistenhernie = Leistenbruch
holonome Zwangsbedingungen	Zwangsbedingungen, die sich in der Form $f(q_1, q_2, \dots, q_F, t) = 0$ darstellen lassen. q_1, q_2, \dots, q_F bezeichnen einen Satz von generalisierten Koordinaten, t bezeichnet die Zeit.
Homogene Koordinaten	3-dimensionale Koordinaten, die in einem 4-dimensionalen Vektor zusammengefasst werden. Homogene Koordinaten erlauben die gleichzeitige Rotation und Translation im Raum durch eine einzelnen Matrixmultiplikation.
Homogene Koordinatentransformation	4×4 -Matrix zur Transformation eines in homogenen Koordinaten vorliegenden Vektors
INKOMAN	IntraKOrporaler MANipulator; Hoch bewegliches laparoskopisches Instrument, das im Rahmen eines vom Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) geförderten Projekts entwickelt wurde (Förderkennzeichen 16SV2023).

Begriff, Abkürzung	Erklärung
Insufflation, insufflieren	Erhöhen des Drucks innerhalb der Bauchhöhle durch Einleiten von CO ₂
in-situ	In der Operationsumgebung, im Operationsgebiet; Gewebe und Organe werden als in-situ bezeichnet, wenn sie sich in der realen Operationsumgebung befinden.
intrakorporal	innerhalb des Körpers
in-vitro Versuche	Versuche mit organischem Material außerhalb des Körpers im Labor; z.B. mit Salzlösung durchspültes Organ für Laborversuche
in-vivo	Im lebenden Organismus
isotrop	Gegenteil zu anisotrop. Gleiche Eigenschaften (z.B. Materialeigenschaften) in unterschiedliche Raumrichtungen
koagulieren	Degenerieren von Gewebe durch thermische Einwirkung
Laparoskop	Kamera oder Werkzeug für die Laparoskopie
Laparoskopie	Minimalinvasive Chirurgie im Bauchraum
minimalinvasive Chirurgie	Chirurgische Techniken, bei denen ein möglichst geringer Eingriff in den Organismus vorgenommen wird
monolithisch	Einstückig, in einem Teil hergestellt. Hier wird ein Mechanismus, der sich z.B. in einem Spritzgussprozess aus Kunststoff herstellen lässt, als monolithisch bezeichnet.
Motormodul	Einheit des vorgestellten Instruments, die einen Antrieb mit Zahnrad, den Montagerahmen für den Antrieb und die Wegsensorik enthält; Die Antriebseinheit besteht aus vier Motormodulen.
Nebenketten	Serielle Ketten des vorgestellten Mechanismus, die den Mechanismus neben der Hauptkette zu einem parallelkinematischen Mechanismus ergänzen
NEWTON-Näherungsverfahren	Iteratives Verfahren zur Minimierung einer Funktion
nicht-holonome Zwangsbedingungen	Zwangsbedingungen, die sich nicht in der Form $f(q_1, q_2, \dots, q_F, t) = 0$ darstellen lassen. q_1, q_2, \dots, q_F bezeichnen einen Satz von generalisierten Koordinaten, t bezeichnet die Zeit.
PA	Polyamid, ein Thermoplast
PE	Polyethylen, ein Thermoplast

Begriff, Abkürzung	Erklärung
perfundiertes Organ	Mit NaCl-Lösung oder Blut durchflossenes Organ
POM	Polyoxymethylen, ein Thermoplast
PP	Polypropylen, ein Thermoplast
Resektion	Entnahme von Gewebe
rheonom	fließgesetzlich; Zwangsbedingungen, die die Zeit explizit enthalten
Singularität	Stellung eines Mechanismus, in der keine Kräfte und/oder Bewegungen übertragen werden können; Allgemein: Funktionsargument einer Funktion, bei der der Funktionswert über alle Grenzen wächst
skleronom	starrgesetzlich; Zwangsbedingungen, die die Zeit nicht explizit enthalten
TCP, Tool-Centre-Point	Punkt auf der Werkzeugplattform, auf den die kinematischen Berechnungen bezogen werden
Telemanipulator	Positioniersystem, welches von einem Bediener gesteuert wird; Die Bewegungsvorgaben des Bedieners am Bedienelement werden an einem anderen Ort durch das Positioniersystem umgesetzt.
Topologie	hier: eine Anordnung von Streben und Gelenken innerhalb eines parallelkinematischen Mechanismus
Trajektorie	Bahnkurve eines bewegten starren Körpers oder eines Punktes
Trokar	Zugang zum Körper zum schnellen Wechseln von Instrumenten, der die Bauchhöhle beim Instrumentenwechsel durch ein Ventil gasdicht verschließt
Werkzeugplattform	Starrer Körper im Mechanismus, an dem das Manipulationswerkzeug befestigt ist

1. Einleitung

Die vorliegende Arbeit wurde maßgeblich im Rahmen des vom Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) geförderten Projekts INKOMAN (INtraKOporaler MANipulator, Förderkennzeichen 16SV2023) erstellt. Hier wird zunächst ein Überblick über das umgebende medizinische Gebiet gegeben und das gesamte Projektvorhaben erläutert. Es erfolgt eine Eingrenzung der Forschungsinhalte dieser Arbeit und damit verbunden ein Überblick über den Inhalt der einzelnen Kapitel.

1.1. Grundlagen zur Laparoskopie

Die Laparoskopie ist wie die flexible Endoskopie in den Bereich der minimalinvasiven Chirurgie einzuordnen. Dieses Kapitel erläutert Werkzeuge und Methoden, die sich speziell in der Laparoskopie etabliert haben.

1.1.1. Begriffsdefinition

Die Laparoskopie (gr. $\lambda\alpha\pi\acute{\alpha}\rho\eta$ = Flanke, Weiche ; $\sigma\kappa\omicron\pi\epsilon\iota\nu$ = betrachten) ist die Inspektion der Bauchhöhle mit einem starren Spezialendoskop (einem Laparoskop). Dieses wird durch einen sogenannten Trokar nach CO₂-Gasinsufflation zum Zweck der Beurteilung von Bauch und Beckenorganen oder der Biopsie in den Bauchraum eingeführt [1]. Oftmals wird der Begriff Laparoskopie jedoch auch für chirurgische Eingriffe im Bauchraum wie z.B. die Entfernung von Blinddarm oder Gallenblase verwendet. Der Begriff Laparoskop, der ursprünglich für das bildgebende Instrument verwendet wurde, hat sich auch für Instrumente durchgesetzt, die der Manipulation von Gewebe dienen. Im Sprachgebrauch wird das gesamte Gebiet der Chirurgie im Bauchraum mit stabförmigen Instrumenten durch kleine Zugänge als Laparoskopie bezeichnet. Die Laparoskopie hat sich für zahlreiche Eingriffe gegenüber offen chirurgischen Eingriffen bereits klinisch durchgesetzt, da sie hauptsächlich für den Patienten deutliche Vorteile bietet. Ein typisches minimalinvasives Szenario zur Entfernung des Blinddarms (Appendektomie) ist in den Abbildungen 1.1 und 1.2 dargestellt. In ökonomischen Betrachtungen (z.B. [2]) werden zunehmend Vor- und Nachteile von laparoskopischen Eingriffen anhand von hohen Fallzahlen untersucht. Die Vorteile der Laparoskopie

liegen demnach in der geringeren Traumatisierung des Patienten, den geringeren postoperativen Schmerzen und Komplikationen sowie den deutlich geringeren Krankenhausliegezeiten. Nachteile sind der erhöhte Investitionsbedarf für Geräte und für Verbrauchsmaterial und insbesondere auch in der Dauer des Eingriffs. Diese kann aus technischer Sicht mit besseren Instrumenten reduziert werden. Neue Entwicklungen und zahlreiche Forschungsprojekte fokussieren sich daher zunehmend auf Instrumente, die den Chirurgen eine erhöhte Beweglichkeit zur Verfügung stellen; so auch das Projekt INKOMAN.

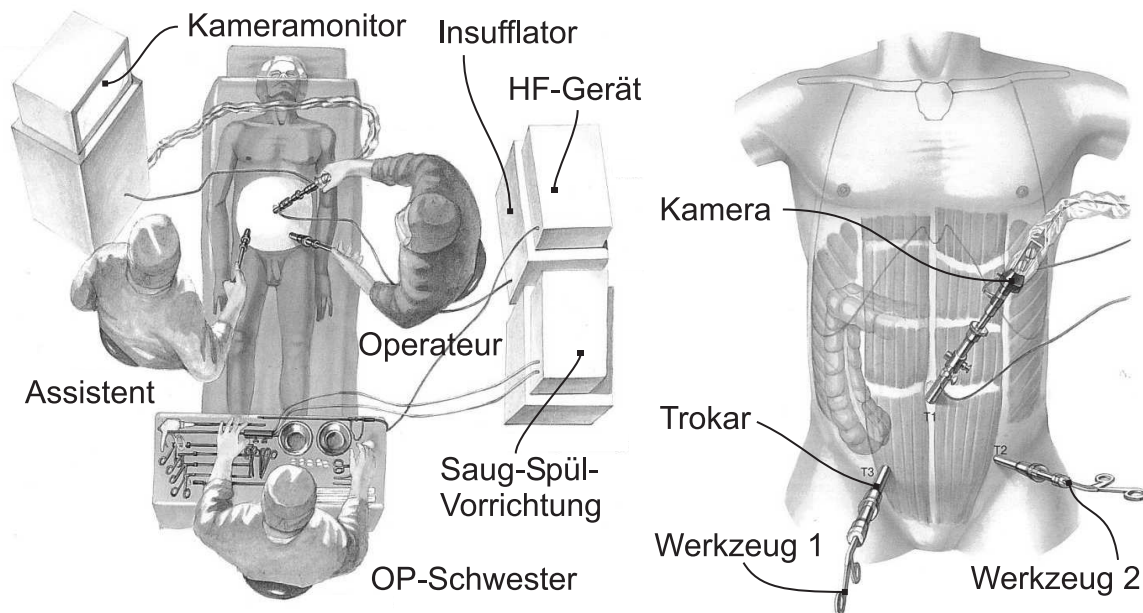


Abbildung 1.1.: Szenario einer laparoskopischen Blinddarmentfernung. Neben dem Operateur, der meist beide Arbeitswerkzeuge führt, führt der Assistent die Kamera oder unterstützt durch Halteaufgaben. Eine OP-Schwester unterstützt bei der Instrumentenmontage und beim Instrumentenwechsel. Die Zugangswege werden so gewählt, dass die Arbeitsinstrumente einen direkten Zugang zum Situs (Operationsgebiet) ermöglichen. Die Kamera wird immer als erstes Instrument durch einen Zugang (Trokar) am Bauchnabel eingeführt. Quelle: [3]

1.1.2. Entwicklung der Laparoskopie

Ein geschichtlicher Ablauf der medizinischen Innovationen in der Laparoskopie ist in [4] und in [5] zu finden. Die Anfänge der Laparoskopie liegen bereits in der Antike. Hippokrates benutzte um 300 v. Chr. ein „Speculum“ zur rektalen Untersuchung und römische Ärzte entwickelten um 100 n. Chr. Instrumente zur gynäkologischen Untersuchung. Erst im 19. Jhd. wurden Beleuchtungssysteme entwickelt, die Licht über Spiegelsysteme ins Körperinnere projizierten oder stromdurchflossene glühende Drähte zur Beleuchtung im Körperinneren beinhalteten. In den 1880er Jahren wurden elektrische Glühlampen zur Illumination

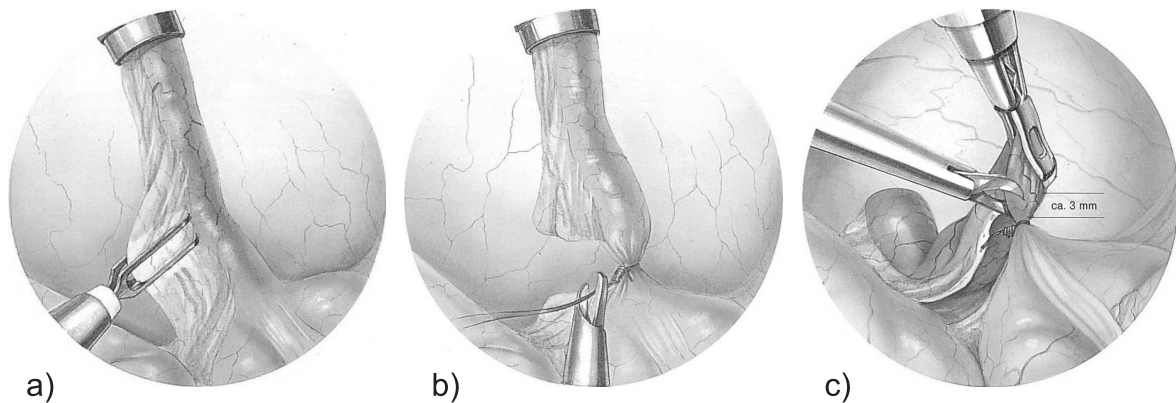


Abbildung 1.2.: Kamerabilder, wie sie sich dem Chirurgen während einer Appendektomie (Blinddarmentfernung) darstellen. a) HF-Koagulation des appendixnahen Gewebes zur späteren Durchtrennung, b) Platzierung einer sogenannten Roeder-Schlinge, c) Durchtrennen der Appendixbasis. Quelle: [3]

eingeführt. Die Laparoskopie, wie sie bis heute Bestand hat, entwickelte sich Anfang bis Mitte des 19. Jahrhunderts. Unabhängig voneinander, jedoch etwa zeitgleich, führten im Jahre 1901 KELLING und JACOBÆUS diagnostische Laparoskopien durch. KELLING verwendete bereits einen Trokar zum Einführen der Instrumente und begründete damit die heute noch bestehende Vorgehensweise. Seit 1921 wurde das Insufflieren des Bauchraums zunächst mit Luft und später mit CO₂ eingeführt. Die therapeutische Laparoskopie nahm in den 1930er Jahren in der Gynäkologie (z.B. Sterilisierung) ihren Anfang. Die moderne Laparoskopie und die Ausweitung auf zahlreiche Eingriffe wurde wesentlich von KURT SEMM geprägt. Er führte moderne Geräte wie z.B. drucküberwachte CO₂-Insufflatoren ein und erfand Trainingsmethoden zur Verbesserung der Hand-Augen-Koordination. SEMM befasste sich eingehend mit Operationsmethoden (z.B. laparoskopisches Knoten) und führte 1982 die erste laparoskopische Blinddarmentfernung durch. Heute haben sich eine Reihe von laparoskopischen Eingriffen wie z.B. Antireflux-Therapie (Fundoplication), Gallenblasenentfernung (Cholezystektomie), Blinddarmentfernung (Appendektomie), Hernienreparation und Darmresektionen klinisch etabliert. Parallel zur Entwicklung der medizinischen Methoden folgten schrittweise auch technische Neuerungen, die vor allem die Entwicklung von zahlreichen Instrumenten zur Gewebsmanipulation und -dissektion, verbesserte Linsensysteme, hellere Beleuchtung und die Einführung von CMOS- oder CCD-Kameras beinhalten.

1.1.3. Operationswerkzeuge und deren Anwendung

Einem laparoskopisch arbeitenden Chirurgen steht eine große Menge unterschiedlicher Instrumente zur Verfügung, die von den Instrumentenherstellern gezielt für verschiedene laparoskopische Einsatzgebiete angepasst wurden. Tabelle 1.1 enthält einen nach Funktion

geordneten Überblick über Instrumente, die in der Laparoskopie eingesetzt werden. Die vorgestellten Werkzeuge liegen meist in starrer, stabförmiger Form vor. Einige wenige Instrumente sind in abgewinkelter, aber dennoch starrer Form verfügbar, die es erlaubt, innerhalb des Körpers bestimmte Orte zu erreichen. Nur selten werden Werkzeuge angeboten, bei denen die Instrumentenspitze in eine oder zwei Richtungen variabel abgewinkelt werden kann. Abbildung 1.3 zeigt verschiedene kommerzielle laparoskopische Instrumente. Über den starren Instrumentenschaft können Kräfte im Bereich von einigen Newton zwischen der Hand des Chirurgen und dem Gewebe übertragen werden. Um komplexe Manipulationen wie das Trennen oder das Nähen von Gewebe ausführen zu können, benötigt ein laparoskopisch arbeitender Chirurg in jeder Hand ein Instrument, mit denen er ausschließlich im Blickfeld der Kamera Manipulationen vornimmt. Die Werkzeuge werden so im Kamerablickfeld positioniert, dass die Kamera in Richtung der Instrumentenachsen ausgerichtet ist und das Kamerabild gegenüber der Anatomie nicht rotiert ist. Eine gezielte Manipulation mit handgehaltenen laparoskopischen Instrumenten wird unmöglich, wenn das Kamerablickfeld z.B. um 90° um die Sichtachse verdreht wird. Die vom Chirurgen geführten Instrumente besitzen eine festgelegte Richtung im Bezug auf den Patienten (nämlich von oben durch die Bauchdecke). Diese Arbeitsweise stellt einen Unterschied zwischen der Laparoskopie und der für andere chirurgische Eingriffe ebenfalls weit verbreiteten flexiblen Endoskopie dar. Die durch Arbeitskanäle in einem flexiblen Endoskop geführten Werkzeuge besitzen an der Endoskopspitze eine feste Lage zu der im Endoskop integrierten Kamera. Die Gesamtanordnung wird jedoch während des Eingriffs gegenüber dem Patienten bewegt und rotiert. Die Beurteilung auch von unklaren anatomischen Gegebenheiten durch den Chirurgen ist durch die beschriebene Arbeitsweise in der Laparoskopie deutlich einfacher.

Tabelle 1.1.: Übersicht über chirurgische Werkzeuge geordnet nach Funktion

Funktion	Werkzeug	Bemerkungen
Zugang zum Körper	Mehrere Trokare	Ein einzelner Trokar ist in Abbildung 1.3d) gezeigt.
	Einzelner Trokar mit mehreren Durchtrittsstellen für Instrumente (Single-Port)	Hier werden abwinkelbare Instrumente benötigt, da sie sehr dicht aneinander in den Körper eingebracht werden. [6]
Bildgebung	Bildleiter mit gerader oder gewinkelter Optik an der Instrumentenspitze und extrakorporaler Kamera	In dem Bildleiter kommt ein Linsensystem mit stabförmigen Linsen zum Einsatz [7]

Übersicht über chirurgische Werkzeuge - Fortsetzung

Funktion	Werkzeug	Bemerkungen
	CCD-, CMOS-Sensoren an der Endoskopspitze	Ein an der Instrumentenspitze befindlicher Kamerachip bietet die Möglichkeit einer abwinkelbaren Instrumentenspitze [8]
	Beleuchtung mittels Lichtleiter	Eine Lichtquelle (z.B. eine Xenonlampe) wird extrakorporal angeordnet und das Licht wird mittels Lichtleitern am äußeren Rand des Laparoscops bis zum distalen (von dem Chirurgen entfernten) Ende geführt [9]
	Beleuchtung mittels Leuchtdioden	Leuchtdioden können direkt an das distale Ende des Endoscops (innerhalb des Körpers) gebracht werden [10].
	Laparoskopische Ultraschall-Sonde	Bildgebende, abwinkelbare Ultraschallsonde [11]
Halten	Gewebszangen	Eine Vielzahl von Varianten ist in [12] beschrieben.
	Nadelhalter	[13] und [14]
	Retraktoren	Haltevorrichtung für Gewebe. [15]
Gewebe mechanisch trennen und verbinden	Scheren	[16]
	„Stumpfe“ Präparation mit Zangen und Haken	Zerreißen von Gewebe. Oft bei Gallenblasenentfernung. [17]
	Ultraschalldissektion	Wasserreiche Zellen (z.B. Leberparenchym) werden durch Ultraschallschwingungen zur Kavitation (zum Zerplatzen) gebracht oder thermisch durch mechanische Reibung zerstört. [18] und [19]
	Wasserstrahlschneiden	Seit den 1990er Jahren etablierte Methode zum trennen von weichem (z.B. Leber-) Gewebe. [20]
	Stapler	Werkzeug zum setzen von mehreren Verbindungsclips um ein nahtähnliches Ergebnis zu erzielen. [21]

Übersicht über chirurgische Werkzeuge - Fortsetzung

Funktion	Werkzeug	Bemerkungen
	Klammerwerkzeuge zum setzen von Ligaturclips	Clips zum Verschließen z.B. von Adern. Beispiele für Werkzeuge und Clips befinden sich in [22] und [23]
	Nadel und Faden	Laparoskopisches Nähen ist ein trainingsintensives Verfahren. [24]
	Biopsiezangen	Die Biopsie (Probenentnahme) ist in [12] beschrieben.
Gewebe thermisch trennen, verbinden und koagulieren	Hochfrequenzstrom „bipolar“	Gewebe wird durch hochfrequenten Wechselstrom thermisch zerstört. Bipolar bedeutet, dass die zwei Elektroden der Spannungsquelle ein kleines Gewebstück umschließen. [25]
	Hochfrequenzstrom „monopolar“	Wie bipolare HF-Chirurgie. Monopolar bedeutet, dass eine Elektrode an dem zu koagulierenden Gewebe anliegt, die Gegenelektrode liegt großflächig extrakorporal an der Haut an. Die Stromdichte ist an dem zu koagulierenden Gewebe höher. [25]
	Argonkoagulation	Gewebe wird durch ein Argon-Plasma thermisch koagulierte. [26], [27]
	LASER	In medizinischen Anwendungen werden vorzugsweise LASER verwendet, deren Wellenlängen im Absorptionsspektrum des zu bearbeitenden Gewebes liegen (z.B. 1920 nm für wasserreiches Gewebe, [28])
	Kryotherapie	Degenerierung z.B. von tumorösem Gewebe durch extreme Kühlung mit Stickstoff. [29]

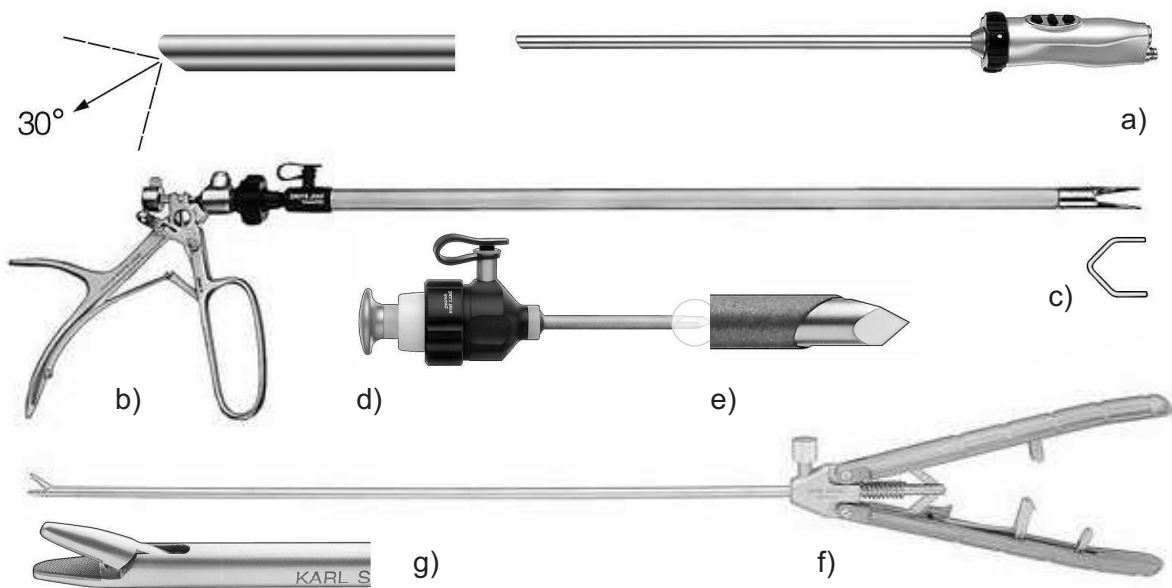


Abbildung 1.3.: Beispiele für laparoskopische Instrumente. a) Laparoskop, gerade stabförmige Optik, die unter einem Winkel von 30° zur Stabachse abgewinkelt ist; mit integrierter Beleuchtung und Kamera, b) Zange zum setzen von Ligaturclips, c) Ligaturclip, d) Trokar, e) Trokarspitze zum durchstechen der Bauchdecke, f) Nadelhalter, g) Nadelhalter Zangenmaul (Quelle: Karl Storz GmbH & Co. KG)

1.2. Das BMBF-Projekt INKOMAN

Die heute eingesetzten, handgehaltenen laparoskopischen Instrumente haben immer noch zwei wesentliche Schwächen:

- Mangelnde Beweglichkeit der Instrumentenspitze innerhalb des Körpers
- Fehlende haptische Rückmeldung der im Körper auftretenden Interaktionskräfte an den Chirurgen

Das vom Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) von 2005 bis 2008 geförderte Projekt INtraKOrporaler MANipulator - INKOMAN soll an diesen beiden Punkten ansetzen. Ziel des Projekts ist die Entwicklung eines Telemanipulators mit erweiterter Beweglichkeit an der Instrumentenspitze und aktiver haptischer Rückmeldung. Die Systemübersicht von INKOMAN in Abbildung 1.4 zeigt das Zusammenspiel der einzelnen Komponenten des Telemanipulators. Die Umsetzung von INKOMAN soll in Anlehnung an bekannte Instrumente eine stabförmige Ausprägung besitzen, um einem Chirurgen als Ersatz für ein ihm bekanntes Laparoskop zu dienen. Abbildung 1.5 zeigt die angestrebte Komponentenanzahl. Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Umsetzung der parallelkinematischen Instrumentenspitze sowie der Erforschung geeigneter Entwurfsmethoden für parallelkinematische Mechanismen zum Einsatz in der laparoskopischen Chirurgie.

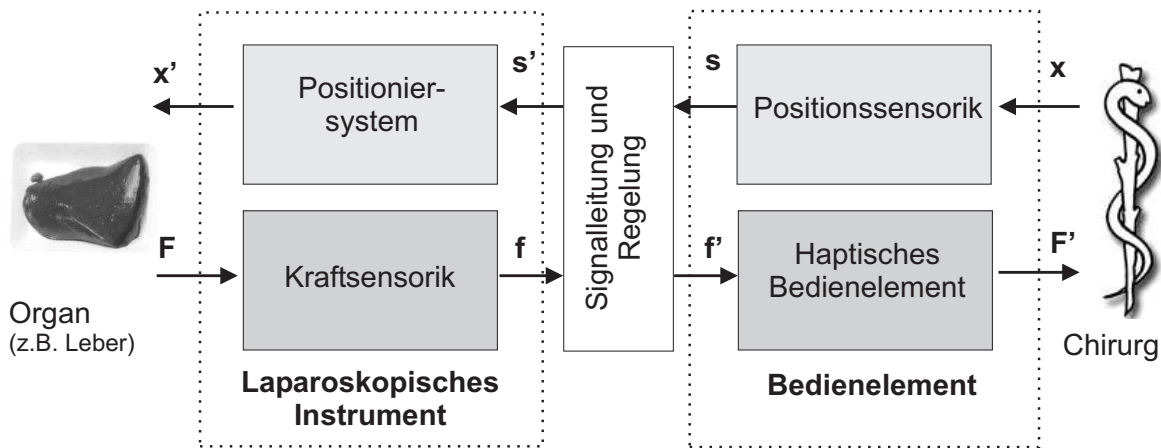


Abbildung 1.4.: Systemübersicht des INtraKOrporalen MANipulators. Ein Chirurg gibt die Bewegung der Instrumentenspitze an einem Bedienelement vor. Diese wird mittels eines intrakorporal gelegenen Positioniersystems umgesetzt. Eine intrakorporale Kraftsensorik misst die Interaktionskräfte zwischen Instrument und Gewebe. Diese Kräfte werden dem Chirurgen aktiv am Bedienelement dargestellt.

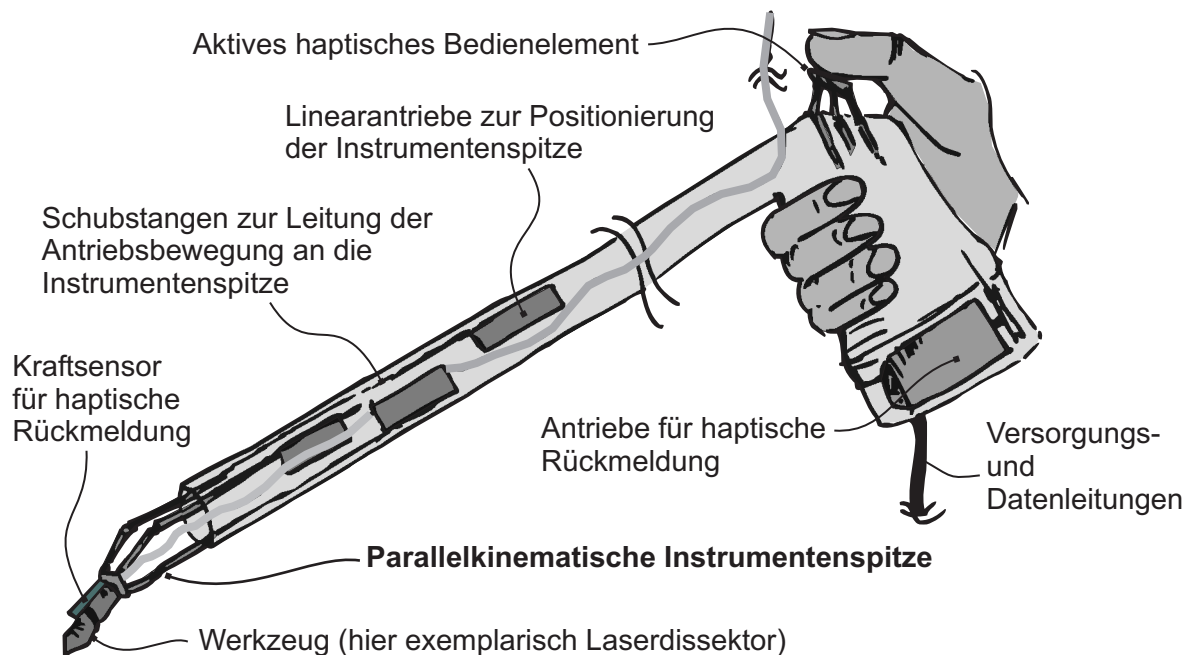


Abbildung 1.5.: Komponentenanordnung des INtraKOrporalen MANipulators. Das Instrument hat eine stabförmige Ausprägung. Die durch den Daumen einer Hand vorgegebenen Bewegungen werden von der parallelkinematischen Instrumentenspitze umgesetzt. Diese wird von Antrieben bewegt, die im Instrumentenschaft untergebracht sind. An der Instrumentenspitze ist ein Werkzeug (exemplarisch ein Laserdissektor) und ein Kraftsensor untergebracht. Die zwischen Instrument und Gewebe gemessenen Kräfte werden dem Bediener aktiv am Bedienelement rückgemeldet.

1.3. Forschungsinhalte

In dieser Arbeit wird die Umsetzung von intrakorporalen Freiheitsgraden in laparoskopischen Instrumenten mittels parallelkinematischer Mechanismen untersucht. Daher fokussieren sich die Forschungsinhalte im Wesentlichen auf die Entwurfsmethodik und die Umsetzungsmöglichkeiten von kleinen parallelkinematischen Strukturen, die an der Spitze eines minimalinvasiven Instruments eingesetzt werden können.

Zunächst wird in Kapitel 2 der Stand der Forschung und Technik aufbereitet, um das vorliegende Arbeitsgebiet einzuordnen. Die in Kapitel 3.1 folgende Anforderungsermittlung anhand von Literaturrecherchen und von Messungen in minimalinvasiven Versuchsszenarien liefert die Basis für den Entwurf mittels quantifizierbarer Kriterien.

Es folgt die Vorstellung einer Entwurfsmethodik zur bewegungsbezogenen Auslegung von parallelkinematischen Mechanismen in Kapitel 3.3. Durch die erarbeitete Entwurfsmethodik entstehen parallelkinematische Strukturen mit vergleichsweise komplexer Inverskinematik. Zur Ansteuerung eines solchen Manipulators wird in Kapitel 4 eine allgemein einsetzbare numerische Methode zur Berechnung der Inverskinematik vorgestellt.

Der Bereich der mechanischen Simulation in Kapitel 5 enthält Methoden zur statischen Untersuchung von parallelkinematischen Mechanismen, die hauptsächlich auf der Betrachtung von Kennwerten wie z.B. von Singulärwerten beruhen. Das Kapitel teilt sich in Starrkörpersimulationen, die ein idealisiertes Abbild der Mechanismen bilden und FEM-Simulationen, die einzelne Untersuchungen speziell für Mechanismen mit Filmgelenken vertiefen. Die Starrkörpersimulationen sind aufgrund der hohen Geschwindigkeit ihrer Berechnung geeignet, um Optimierungen von Mechanismen anhand ihrer Kennwerte durchzuführen.

Die beiden Kapitel 6 und 7 enthalten schließlich die Realisierung eines minimalinvasiven chirurgischen Instruments und weiteren Forschungsbedarf.

2. Kinematische Strukturen für laparoskopische Manipulatoren

Alle in der Laparoskopie eingesetzten Manipulatoren besitzen eine mechanische Struktur, um die Hand des Chirurgen in eine Wirkverbindung mit dem Gewebe innerhalb des Körpers zu bringen. Hier wird der mechanische Aufbau von solchen Instrumenten vorgestellt und Anforderungen für neue Instrumente werden abgeleitet. Parallelkinematische Mechanismen werden detaillierter vorgestellt, da sie in der vorliegenden Arbeit zur Umsetzung der Bewegung eingesetzt werden.

2.1. Stand der Forschung und Technik laparoskopischer Manipulatoren

In der Laparoskopie werden im klinischen Alltag überwiegend starre Instrumente eingesetzt. Es werden Zugangswege und klinische Methoden etabliert, um spezielle Operationen (z.B. Gallenblasenentfernung) immer gleichartig auszuführen. Hierfür werden auch speziell ausgeprägte Instrumente, wie z.B. laparoskopische Kameras mit festem Blickwinkel eingesetzt. Darüber hinausgehende Ansätze im Bereich der Forschung und Technik werden im Folgenden dargestellt.

2.1.1. Bewegungsrestriktionen in der Laparoskopie

Ein kleiner Zugang zum Körper schränkt die Bewegung eines durch ihn eingeführten Instruments auf drei Rotationen um die Einstichstelle und eine Translation in Einstichrichtung ein. Diese Einschränkung der Instrumentenspitze auf vier Freiheitsgrade erlaubt die Bewegung des Instruments in einem kegelförmigen Raum (Abbildung 2.1). Die grundsätzliche Vorgehensweise zur Überwindung dieser Einschränkungen ist die Bereitstellung von intrakorporal abwinkelbaren Instrumenten.

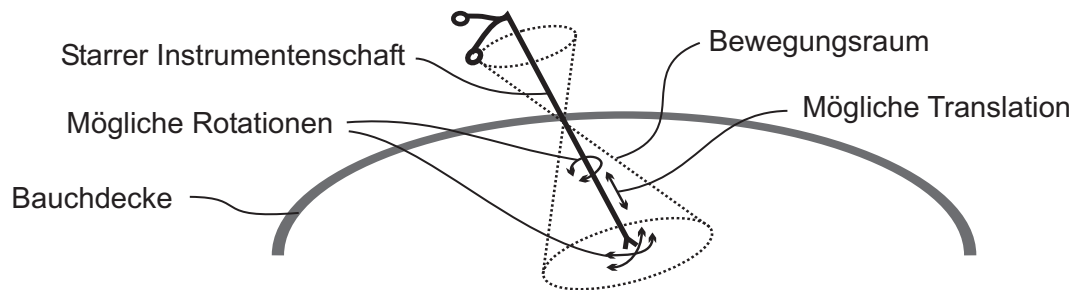


Abbildung 2.1.: Bewegungsrestriktionen von starren laparoskopischen Instrumenten. Eine Bewegung der Instrumentenspitze innerhalb eines Kegels ist möglich. Die Arbeitsrichtung ist durch den Zugangsweg festgelegt. Zum Wechsel der Arbeitsrichtung ist ein Wechsel des Zugangs oder ein im Körper abgewinkeltes Instrument erforderlich.

2.1.2. Mechanische Lösungen

Rein mechanische Lösungen verwenden überwiegend Seilzugmechanismen zum intrakorporalen Abwinkeln der Instrumentenspitze. Instrumente mit dieser Technologie sind bereits kommerziell für den klinischen Einsatz verfügbar. Hierzu zählen z.B. die *Real Hand* von der Firma Novare, *Autonomy Laparo-Angle* von der Firma CambridgeEndo und *Endo Grasp* von der Firma Covidien [8]. In Abbildung 2.2a) ist das Instrument *Real Hand* dargestellt. Die mit Seilzug-Technologie verfügbaren Instrumente sind als Einmal-Instrumente ausgeführt und können nach einer Operation nicht wieder aufbereitet werden. Dies ist ihrer komplexen Mechanik zuzuschreiben, die viele feine Röhren, Kanten und Einschnitte aufweist, was eine Sterilisation unmöglich macht.

Ein Instrument, das eine hohe Beweglichkeit bei gleichzeitiger Sterilisationsmöglichkeit aufweist, ist das *Radius Surgical System* der Firma Tübingen Scientific (Abbildung 2.2b, [30]). Bei diesem Instrument wird ebenfalls eine Bewegung des Griffs auf eine Bewegung der Instrumentenspitze umgesetzt. Dies geschieht jedoch im Gegensatz zu den anderen vorgestellten Instrumenten mittels Zahnradübersetzungen. Es wird lediglich die Instrumentenspitze für eine erneute Operation ausgetauscht und nicht wieder aufbereitet. Rein mechanische Instrumente erfordern einen hohen Trainingsaufwand für den Chirurgen, da die Bewegungen der Instrumentenspitze zusätzlich erlernt werden müssen, und einige Freiheitsgrade aufgrund der mechanischen Kopplung auch seitenverkehrt übersetzt werden.

2.1.3. Robotische und telemanipulatorische Systeme

Eine entscheidende Veränderung von laparoskopischen Eingriffen bieten telemanipulatorische Systeme. Sie verfügen über ein Bedienelement, das Steuersignale an einen Rechner weitergibt und werden durch elektrische Antriebe bewegt. Solche Realisierungen weisen ge-

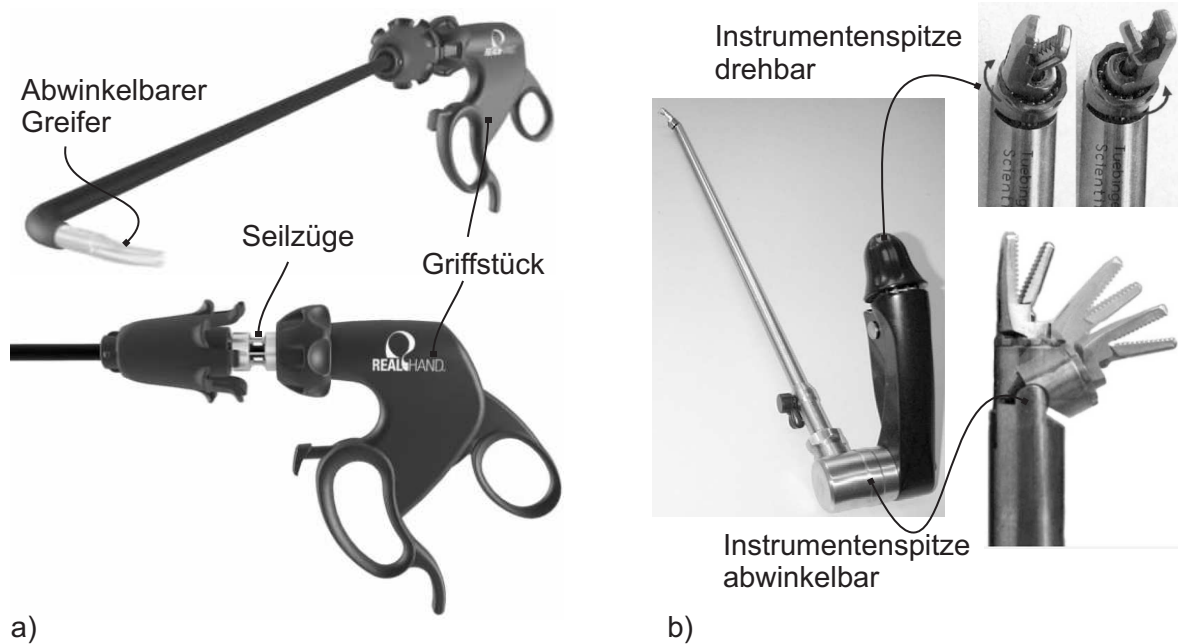


Abbildung 2.2.: Beispiele für rein mechanische Lösungen abwinkelbarer laparoskopischer Instrumente. Das Instrument *Real Hand* der Firma Novare (a) überträgt eine Verkipfung des Griffs mittels Seilzügen an die Instrumentenspitze. Bei dem *Radius Surgical System* der Firma Tübingen Scientific (b) wird die Spitze ebenfalls mittels Verkipfung des Handstücks bedient. Eine zusätzliche Drehung der Instrumentenspitze ist möglich und die Übertragung der Bewegung erfolgt hier über Zahnrad-Mechaniken. (Quellen: <http://www.novaresurgical.com/>, [30])

genüber rein mechanischen Lösungen deutliche Vorteile auf:

- Die kinematischen Berechnungen der Bewegung können zur intuitiven Bedienung genutzt werden. Die Antriebe können so angesteuert werden, dass eine Bewegung an einem Bedienelement in eine entsprechende Bewegung (z.B. seitenrichtig) umgesetzt wird.
- Die Bedienelemente können vom Instrument getrennt werden, damit der Chirurg nicht in einer unergonomischen Haltung operieren muss.
- Bewegungsgeschwindigkeiten können skaliert werden und Filter gegen zitternde Bewegungen können in Software implementiert werden.
- Der Arbeitsraum kann beschränkt und so z.B. auf die mechanischen Restriktionen angepasst werden. Singularitäten im Arbeitsraum können so vermieden werden.

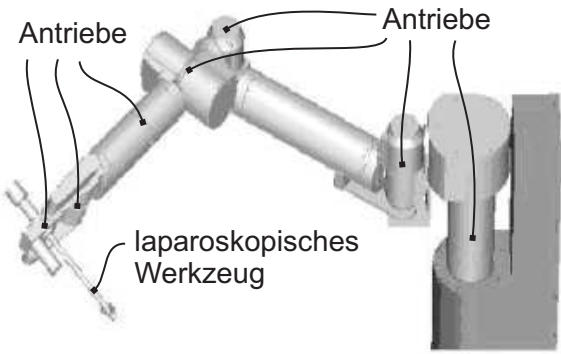
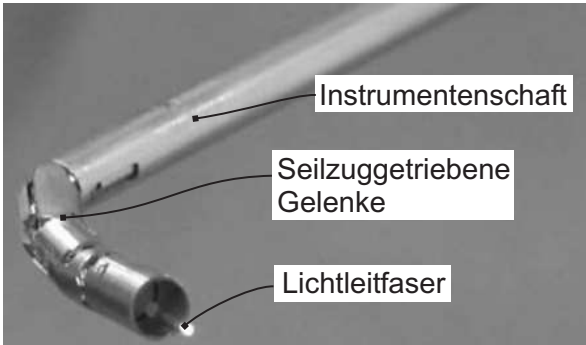
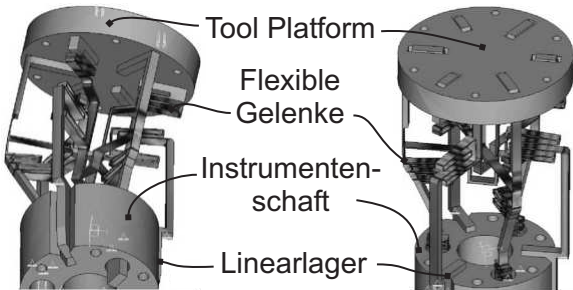
Die existierenden telemanipulatorischen laparoskopischen Systeme lassen sich grundsätzlich in vier Kategorien einteilen:

1. Telemanipulatoren mit externen Manipulationsarmen, die starre Instrumente führen. Die Manipulationsarme sind hier neben oder über dem Patienten befestigt und seriell- oder parallelkinematisch ausgeführt. [31], [32]
2. Laparoskope mit intrakorporal beweglicher Instrumentenspitze. [33], [34], [35], [36], [37]
3. Systeme, die die Ansätze 1. und 2. kombinieren. Hier werden mehrere Manipulationsarme verwendet, um mehrere Laparoskope zu führen, die intrakorporal weitere Freiheitsgrade bieten. [38], [39], [40], [41], [42], [43], [44], [45]
4. Single-Port Telemanipulatoren, die mehrere intrakorporal bewegliche Manipulationsarme auf einer kleinen Plattform innerhalb des Körpers enthalten. [46], [47], [48], [49], [50], [51], [52], [53]

Die genannten Literaturstellen verstehen sich jeweils als Beispiele für repräsentative Forschungsprojekte. Ausführliche Zusammenfassungen von unterschiedlichen Ansätzen sind bereits publiziert. Eine gute Übersicht über eine Vielzahl von medizinischen Telemanipulatoren befinden sich z.B. in [54] und in [55]. Die unterschiedlichen Ansätze sind in der Tabelle 2.1 nochmals übersichtlich klassifiziert.

In dieser Arbeit wird eine Klasse von Mechanismen entworfen und exemplarisch umgesetzt, die sich für den Einsatz in Systemen eignen, bei denen eine telemanipulatorische Bewegung innerhalb des Körpers umgesetzt wird. Die hier präsentierten parallelkinematischen Mechanismen können grundsätzlich als Bestandteil der Ansätze 2 bis 4 verwendet werden. Der Ansatz aus Punkt 4 ist für zukünftige Telemanipulatoren besonders vielversprechend. Der Vorteil dieser Herangehensweise ist der Wegfall von großen Roboterarmen, um den direkten Zugang zum Patienten zu erleichtern. Ein einzelner extrakorporaler Führungs- und Haltearm schließt hier den Kraftfluss zum Operationstisch, so dass Manipulationskräfte zwischen Gewebe und Instrumenten übertragen werden können. Die möglichen Manipulationen beschränken sich dann auf den Arbeitsraum der intrakorporalen Manipulationsarme. Die gesamte Manipulationsplattform wird während einer Operation mehrfach manuell neu positioniert und in einer neuen Position fixiert oder durch einen extrakorporal angeordneten Manipulator bewegt.

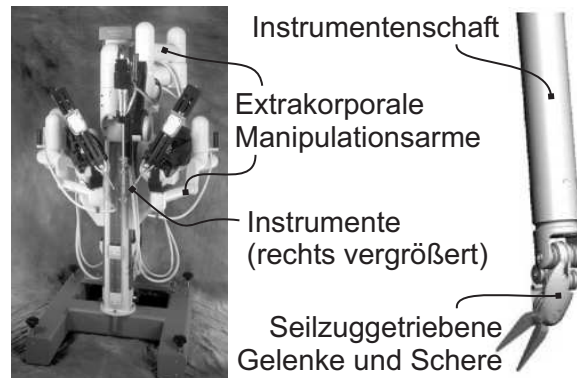
Tabelle 2.1.: Klassifizierung von laparoskopischen Telemanipulationssystemen. Die Abbildung gibt jeweils ein Beispiel zu einem Ansatz. Weitere ähnliche Ansätze sind der zitierten Literatur zu entnehmen.

1. Externe Manipulationsarme für starre Instrumente	
<p>FU et al. stellen einen seriellen extrakorporalen Roboterarm mit sieben Freiheitsgraden vor, der ein Laparoskop in vier Freiheitsgraden um die Eintrittsstelle in den Körper bewegen kann. Die kinematische Struktur wird an einem SCARA-Roboter angelehnt. [32]</p>	
2. Laparoscope mit intrakorporal beweglicher Instrumentenspitze	
<p>YAMASHITA et al. präsentieren ein seilzuggetriebenes Instrument, mit dem eine Lichtleitfaser für einen chirurgischen LASER um $\pm 90^\circ$ geschwenkt werden kann. [35]</p>	
<p>Das Instrument von ZOPPI et al. verwendet eine parallelkinematische Struktur mit photolithographisch hergestellten, flexiblen Gelenken um eine Bewegung in drei Freiheitsgraden umzusetzen. Der Schwenkwinkel um eine Achse beträgt 15°, die Bewegung in Achsrichtung beträgt $150 \mu\text{m}$ [34]</p>	

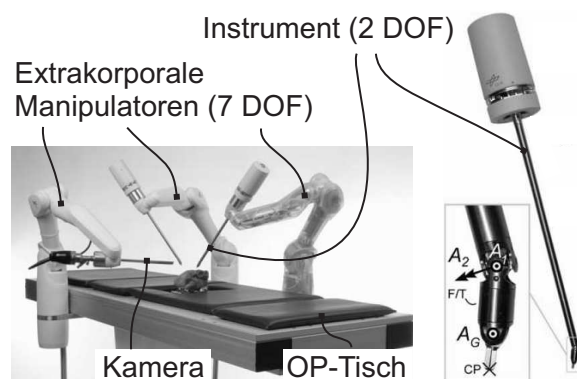
Klassifizierung von laparoskopischen Telemanipulationssystemen - Fortsetzung

3. Externe Manipulationsarme mit weiteren intrakorporalen Freiheitsgraden

GUTHART und SALISBURY beschreiben in [43] den DaVinci™ Telemanipulator mit EndoWrist™ Instrument der Firma *Intuitive Surgical*. Ein Instrument enthält intrakorporal 3 zusätzliche Freiheitsgrade. Das System enthält 2 Manipulationsarme für Instrumente und einen Manipulationsarm für eine Kamera.

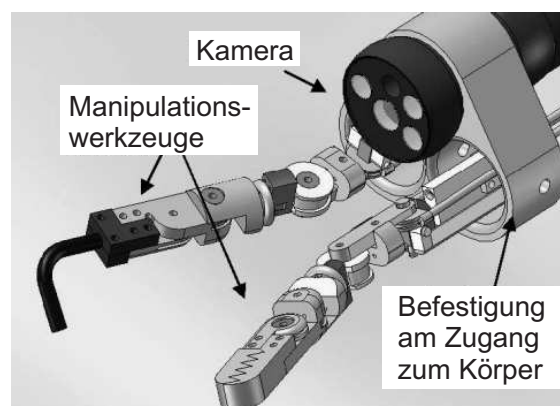


In [39] wird von HAGN et al. ein Telemanipulationssystem vorgestellt, das extrakorporale Manipulatoren mit 7 Freiheitsgraden und intrakorporale Manipulatoren mit 2 Freiheitsgraden kombiniert. Eine Kraftmessung innerhalb des Körpers mit 7 Kraftkomponenten ist integriert.



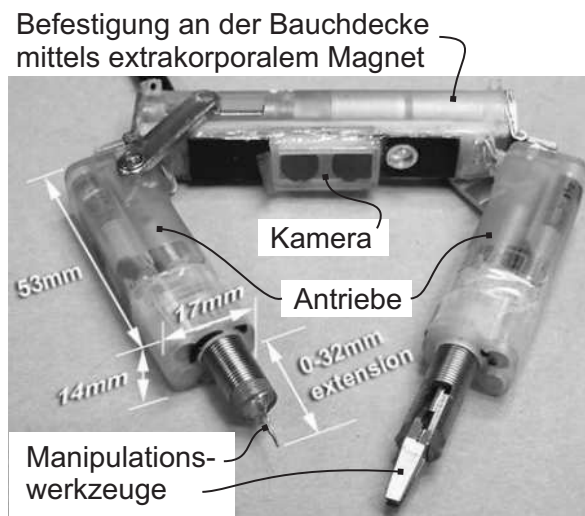
4. Single-Port Telemanipulatoren

KENCANA et al. [46] stellen ein Instrument vor, das zwei intrakorporale Manipulationsarme mit je 5 Freiheitsgraden enthält, die über Seilzüge bewegt werden.



Klassifizierung von laparoskopischen Telemanipulationssystemen - Fortsetzung

LEHMAN et al. [48] stellen ein Instrument vor, das gerade in den Körper eingeführt und dort abgewinkelt wird. Die Manipulationsarme haben insgesamt 6 Freiheitsgrade. Das Instrument wird mittels eines extrakorporalen Magneten an der Bauchdecke befestigt.



2.2. Parallelkinematische Mechanismen

Erste Patente parallelkinematischer Mechanismen für eine Bewegungsplattform für Unterhaltungszwecke und einen Lackierroboter gehen auf die 1930er und 1940er Jahre zurück. Seit Mitte der 1950er Jahre wurden Mechanismen mit sechs Freiheitsgraden entwickelt und kommerziell eingesetzt. Als Erfinder solcher Mechanismen können D. STEWARD, E. GOUGH und K. CAPPEL gelten, da sie unabhängig voneinander parallelkinematische Mechanismen mit ähnlicher Struktur erfanden [56] [57]. Diese Mechanismen wurden als Flugsimulator und Reifentestmaschine eingesetzt. Einer der populärsten Mechanismen wird oft als STEWARD-GOUGH-Plattform bezeichnet, obwohl sich die kinematischen Strukturen der von STEWARD und von GOUGH erfundenen Mechanismen deutlich unterscheiden. Ein Patent für diesen noch heute gebräuchlichen Mechanismus wurde jedoch 1967 an CAPPEL erteilt [58], dieser Mechanismus ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Das Hauptanwendungsgebiet von parallelkinematischen Mechanismen liegt heute in den Bereichen der Werkzeugmaschinen [59], [57], aber auch in der Medizintechnik werden sie zahlreich eingesetzt [54]. In diesem Abschnitt werden grundsätzliche Eigenschaften von parallelkinematischen Mechanismen erläutert.

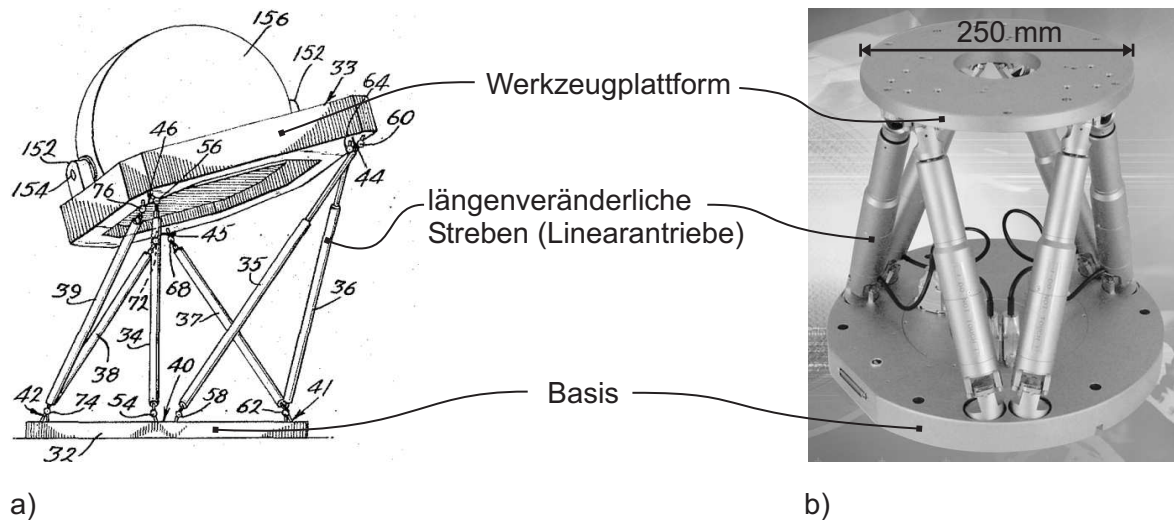


Abbildung 2.3.: Die STEWARD-GOUGH-Plattform besitzt sechs längenveränderliche Streben, die die Basis und die Werkzeugplattform miteinander verbinden. Mit sechs Antrieben können im Raum sechs Freiheitsgrade (drei Translationen und drei Rotationen) eingestellt werden. a) zeigt eine Abbildung aus dem Patent von KLAUS CAPPEL zum Einsatz als Flugsimulator (Quelle: [58]), b) zeigt eine moderne Umsetzung als Positioniersystem für die Mikropositionierung (Quelle: Firma PI, www.pi.ws).

2.2.1. Einordnung parallelkinematischer Mechanismen

Ein Positioniersystem mit mehreren Freiheitsgraden besteht aus Antrieben und verbindenden Streben. Die verbindenden Streben haben die Funktion, die Bewegung der Antriebe in einem Freiheitsgrad in eine Bewegung in der Ebene oder im Raum in mehreren Freiheitsgraden umzusetzen. Bei seriell kinematischen Anordnungen werden die Antriebe ausgehend von der Basis in einer kinematischen Kette hintereinander angeordnet und durch starre Streben verbunden, bis die Kette in dem sogenannten Tool-Centre-Point (TCP) endet. Damit entsprechen sie z.B. der kinematischen Struktur eines Armes oder eines Beines. Parallelkinematische Mechanismen weisen im Gegensatz zu seriell kinematischen Mechanismen geschlossene kinematische Ketten auf. Sie enthalten neben aktiven (angetriebenen) Gelenken auch passive (nicht angetriebene Gelenke). Der Kraftschluss von der Basis zum TCP wird nicht mehr nur über eine kinematische Kette geführt, sondern über mehrere geschlossene kinematische Ketten. Ein parallelkinematischer Mechanismus kann als nichtlinear übersetzendes Getriebe mit mehreren Getriebefreiheitsgraden aufgefasst werden. Seilzuggetriebene Mechanismen, wie sie oft in chirurgischen Telemanipulatoren eingesetzt werden, entsprechen in ihrer kinematischen Anordnung seriell- oder parallelkinematischen Mechanismen. Die Antriebsleistung wird jedoch über Seilzüge an Ihren Wirkungsort geleitet. Sie werden daher hier nicht gesondert aufgeführt. Abbildung 2.4 zeigt ein Beispiel für eine seriell kinematische und eine parallelkinematische Anordnung. Eine Kombination aus beiden wird als

hybrid kinematisch bezeichnet. BLEICHER definiert in [59] den Parallelitätsgrad P_g als

$$P_g = \frac{\text{Anzahl der Beine}}{\text{Getriebefreiheitsgrad}} = \frac{b}{F} \quad (2.1)$$

Mit diesem Maß lassen sich serielle oder teilweise parallele ($P_g < 1$), voll parallele ($P_g = 1$) und hochgradig parallele ($P_g > 1$) Strukturen unterscheiden. In dieser Arbeit werden ausschließlich voll parallele Strukturen ($P_g = 1$) untersucht. Zur Erhöhung der Struktursteifigkeit eines Mechanismus können weitergehend jedoch auch kinematische Ketten hinzugefügt werden, die lediglich den Parallelitätsgrad erhöhen, jedoch nicht zu einem Getriebefreiheitsgrad beitragen.

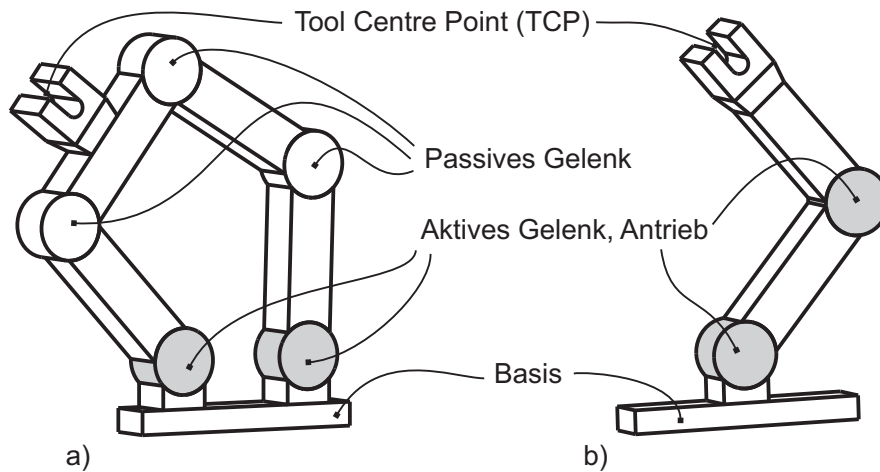


Abbildung 2.4.: Beispiele für einen parallelkinematischen (a) und einen seriell kinematischen (b) Mechanismus. Die angetriebenen Gelenke (Aktoren) sind als graue Zylinder dargestellt. Die beiden Mechanismen lassen sich in der Ebene positionieren, wobei die Orientierung des TCP von der Stellung des Mechanismus in Raum abhängig ist.

Parallelkinematische (und auch seilzuggetriebene) Mechanismen weisen einen Vorteil auf, der für ihren Einsatz in minimalinvasiv-chirurgischen Instrumenten den Ausschlag gibt. Die Antriebe können gegenüber seriell kinematischen Anordnungen gestellfest, nämlich in dem Instrumentenschaft, untergebracht werden. So steht mehr Bauraum für die Antriebe zur Verfügung und es können Antriebe mit höherer Leistung als bei vergleichbaren seriell kinematischen Anordnungen verwendet werden. In [59] und [60] werden grundlegende Unterschiede von unterschiedlichen kinematischen Realisierungen tabellarisch dargestellt. Diese treffen jedoch im Wesentlichen auf Werkzeugmaschinen und Positioniersysteme zu. In der Tabelle 2.2 sind die wichtigsten Eigenschaften unterschiedlicher kinematischer Ausprägungen für den Einsatz in laparoskopischen Instrumenten qualitativ zusammengefasst.

Tabelle 2.2.: Qualitativer Vergleich von parallelkinematischen und seriell kinematischen Mechanismen im Hinblick auf den Einsatz in laparoskopischen Instrumenten

Kriterium	seriell kinematischer Mechanismus	parallelkinematischer Mechanismus
Baugröße	Nach unten limitiert durch Leistungsdichte der Antriebe	Nach unten limitiert durch Steifigkeit der Materialien
Verhältnis Arbeitsraum/ Bauraum	hoch	gering
Singularitäten	selten	häufig
Sterilisierbarkeit	Schwierig, wegen notwendiger Sterilisierung der Antriebe	Einfach, weil Antriebe außerhalb der Struktur gelegt werden können
Direktes kinematisches Problem	Analytisch mittels DENAVIT-HARTENBERG-Methode lösbar	Komplex
Inverses kinematisches Problem	Komplexität abhängig vom Mechanismus-Aufbau	Komplexität abhängig vom Mechanismus-Aufbau

2.2.2. Einsatzgebiete von parallelkinematischen Mechanismen

Parallelkinematische Mechanismen werden heute aufgrund ihrer guten Dynamik und Positioniergenauigkeit oft in Werkzeugmaschinen eingesetzt [59], [61], [57]. Weitere Anwendungen liegen im Bereich von hochpräzisen Mikro- und Nanopositioniermechanismen, wo sie monolithisch mit Festkörpergelenken aufgebaut werden [62], [63], [64], [65], [66], [67], [68] und im Bereich von Mikro-Elekromechanischen-Systemen [69], [70]. Von JUNGnickel wurden miniaturisierte parallelkinematische Positioniersysteme vorgestellt, deren Mechanismen einstückig (monolithisch) hergestellt wurden [60]. Einige Prinzipien zur Auslegung von Mechanismen nach JUNGnickel werden in dieser Arbeit beachtet, um eine spätere monolithische Fertigung zu ermöglichen, so z.B. die ausschließliche Verwendung von Drehgelenken. Die kinematische Struktur der vorgestellten Mechanismen muss jedoch grundlegend den Anforderungen an minimalinvasive Instrumente entsprechen. Hierzu zählt die langgestreckte Bauform, um durch einen Trokar in den Körper eingebracht zu werden und vor allem die Anordnung der Freiheitsgrade. JUNGnickel beschreibt, dass das Verhältnis

$$C = \frac{\text{Arbeitsraum}}{\text{Bauraum}}$$

bei parallelkinematischen Mechanismen typischerweise bei $C \ll 1$ liegt. Für den Einsatz in der minimalinvasiven Chirurgie ist der zur Verfügung stehende Bauraum beim Einsatz im Körper jedoch deutlich eingeschränkt, sodass hier eher $C \approx 1$ erreicht werden sollte.

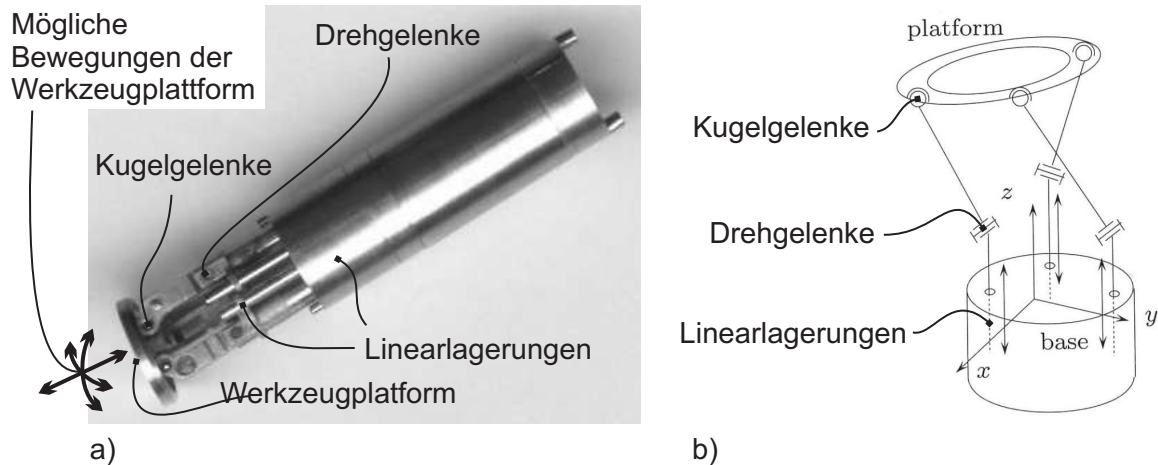


Abbildung 2.5.: Micro parallel Robot MIPS für den Einsatz in der Medizin. a) Fotografie des Aufbaus [71]. b) Art und Anordnung der Gelenke [61]. Die Struktur ist aus drei identischen kinematischen Ketten aufgebaut, die je fünf Freiheitsgrade enthalten. Der Gesamtfreiheitsgrad beträgt drei.

Von MERLET wurde die parallelkinematische Positionierplattform MIPS für den Einsatz in minimalinvasiven Instrumenten vorgestellt [72], [73], [61], Abbildung 2.5. Die Positionierplattform ist voll parallel aufgebaut und enthält im Gegensatz zu den in dieser Arbeit entworfenen Mechanismen Gelenke mit mehreren Freiheitsgraden. Sie ist symmetrisch aufgebaut, und die Anzahl der Freiheitsgrade ist auf drei festgelegt.

3. Kinematischer Entwurf

Dieses Kapitel gibt einen Überblick über den kinematischen Entwurf eines parallelkinematischen Mechanismus mit vier Freiheitsgraden. Hierzu werden die in der Laparoskopie geltenden Anforderungen an die Bewegung und die Belastungen des Mechanismus ermittelt. Eine darauf folgende Topologie-Synthese unter Berücksichtigung der Bedienbarkeit führt zu einem Mechanismus mit vier Freiheitsgraden, der in einer feinwerktechnischen Variante umgesetzt wird.

3.1. Anforderungsermittlung

Die Anforderungen an Mechanismen, die in laparoskopischen Instrumenten eingesetzt werden, leiten sich einerseits aus einer Literaturrecherche und andererseits aus eigenen Versuchsreihen sowie Befragungen von schwerpunktmäßig minimalinvasiv arbeitenden Chirurgen ab. Die wichtigsten Anforderungen sind die statische Belastbarkeit des Werkzeugs am Tool-Centre-Point (TCP) mit einer Kraft von bis zu 5 N und die Umsetzung von mehreren Freiheitsgraden, die die Instrumentenspitze gegenüber der Richtung des Instrumentenschafts verkippen. So wird ein Arbeiten „um die Ecke“ ermöglicht. Die Bewegungsgeschwindigkeit der Instrumentenspitze ist mit $v \leq 20 \text{ mm/s}$ relativ langsam.

3.1.1. Anforderungen an die Kräfte

In der Laparoskopie wird vornehmlich weiches Biogewebe (Leber, Gallenblase, Blinddarm ...) manipuliert. Weiches Biogewebe hat aus mechanischer Sicht die folgenden Eigenschaften:

- Anisotropie - Das Gewebe verhält sich in unterschiedlichen Raumrichtungen mechanisch unterschiedlich.
- Inhomogenität - Das Gewebe hat ungleichmäßige Materialeigenschaften. Es kann als Verbund aus Materialien mit unterschiedlichem E-Modul, unterschiedlicher Wärmeleitfähigkeit, unterschiedlicher elektrischer Leitfähigkeit usw. aufgefasst werden.

- Nichtlinearer Zusammenhang zwischen Spannung σ und Dehnung ε
- Kompressibilität - Durch Verschiebung von Flüssigkeiten zwischen den Organen kann das Gewebe nicht als volumenkonstant angesehen werden.

Bezüglich des Spannungs-Dehnungs-Diagramms müssen bei weichem Biogewebe die in der Tabelle 3.1 dargestellten Eigenschaften beachtet werden.

Tabelle 3.1.: Qualitatives Spannungs-Dehnungs-Verhalten von weichem Biogewebe.

Eigenschaft	Beschreibung	Diagramm
Relaxation	Nach einem Sprung in der Dehnung $\Delta\varepsilon$ relaxiert das Gewebe und die Spannung σ vermindert sich.	
Kriechen	Nach einem Sprung in der Spannung $\Delta\sigma$ erhöht sich die Dehnung ε über der Zeit.	
Hysterese	Bei einem Be- und Entlastungszyklus geht die Dehnung ε nicht in der gleichen Art wieder zurück, wie sie beim Belasten angestiegen ist.	
Konditionierung	Bei mehreren Be- und Entlastungszyklen stellt sich eine bleibende Dehnung ε ein.	

Zusätzlich verändern sich die Eigenschaften von Gewebe deutlich bei Betrachtung von in-vivo (im lebenden Organismus) und in-vitro (im Labor) -Gewebe. Bei Laborversuchen sind die mechanischen Eigenschaften nochmals deutlich unterschiedlich, je nachdem ob das zu vermessende Organ perfundiert oder nicht perfundiert ist. Nicht zuletzt sind die Gewebeeigenschaften von Individuum zu Individuum unterschiedlich. Die genannten Eigenschaften machen es nahezu unmöglich, ein detailliertes analytisches Modell für das mechanische Verhalten von in-vivo Organen anzugeben. Für die Messungen der mechanischen Eigenschaften

von Biogewebe wurden zahlreiche Instrumente vorgestellt, die Zug-, Druck- und Scherver-
suche mit kleinen und großen Auslenkungen durchführen [74], [75], [76], [77], [78]. Hieraus
lassen sich die mechanischen Kennwerte jeweils für spezielle Anwendungsfälle ableiten. Ei-
ne der umfangreichsten Sammlungen der mechanischen Eigenschaften von Biogewebe stellt
FUNG in [79] vor.

Die Materialkennwerte für Biogewebe können besonders interessant werden, wenn z.B.
Greifmechanismen für unterschiedliche Gewebearten oder Kraftsensoren zur Identifizierung
von pathologischem Gewebe entworfen werden. Für die Ermittlung der Anforderungen an
laparoskopische Instrumente bei Gewebsinteraktion während einer Operation sind jedoch
vorrangig Aussagen über die maximal auftretenden Kräfte von Interesse. Hierzu werden la-
paroskopische Instrumente für chirurgische Eingriffe oder für Laborszenarien mit Kraft- und
Momentensensoren ausgerüstet. Die Instrumente werden in Operationsszenarien oder unter
Laborbedingungen verwendet. Diese Vorgehensweise liefert einen Verlauf der Belastungen
der Instrumente während eines vorher definierten Szenarios. Tabelle 3.2 zeigt Ergebnisse
einer Literaturrecherche von Kräften, die auf diese Art bei verschiedenen chirurgischen Sze-
narien gemessen wurden. Das betrachtete Gewebe ist hier zumeist Lebergewebe.

Tabelle 3.2.: Literaturrecherche zu gemessenen Maximalkräften bei laparoskopischen Szenarien

Aktion	Ergebnisse	Bemerkungen	Quellen
Gewebe grei- fen, ziehen, drücken und halten	axiale Kräfte –20 N bis 35 N, radiale Kräfte < 5 N	Unerfahrene Chirurgen wenden 130-140 % der Kraft von erfahrenen Chirurgen auf.	[80], [81], [74], [82]
Gewebe schnei- den	Kräfte auf das Schneid- werkzeug 3 bis 6 N	Schneiden mit Scheren oder Skalpellen	[83], [84], [85]
Gewebe nähen, durchstechen	Kräfte in Einstichrich- tung -1,25 bis 3 N	Die negativen Kräfte ent- stehen beim herauszie- hen der Nadel aus dem Gewebe	[84], [86], [87]

Für die vorliegende Arbeit werden neben den in der Literatur durchgeführten Versuchen
weitere Szenarien definiert, für die noch keine gesicherten Messdaten vorliegen. Für die
Messungen wird ein stabförmiges Instrument entworfen, das Kräfte in drei Raumrichtungen
bezüglich des Tool-Centre-Point messen kann [151]. Eine hakenförmige Spitze dient als In-
strument, das einem monopolaren Dissektionshaken gleich kommt. Der Nennmessbereich
des Instruments beträgt $F_{z,nenn} = \pm 5$ N für Kräfte in axialer Richtung und $F_{x,y,nenn} = \pm 5$ N
für Kräfte radial zur Instrumentenachse. Vor jeder Messung wird das Messinstrument sta-
tisch mit Festpunkt-Einstellung kalibriert. Die Messunsicherheit des Instruments bezüglich
des Linearitätsfehlers beträgt $F_{L,z} \leq 2$ % in axialer Richtung und $F_{L,x,y} \leq 5,5$ % radial zur In-

strumentenachse. Für die Versuche wurde eine nicht perfundierte Schweineleber verwendet und es standen das Kraftmessinstrument und ein laparoskopischer Greifer zur Verfügung, die wie für einen laparoskopischen Eingriff angeordnet wurden. Abbildung 3.1 zeigt die Versuchsanordnung.

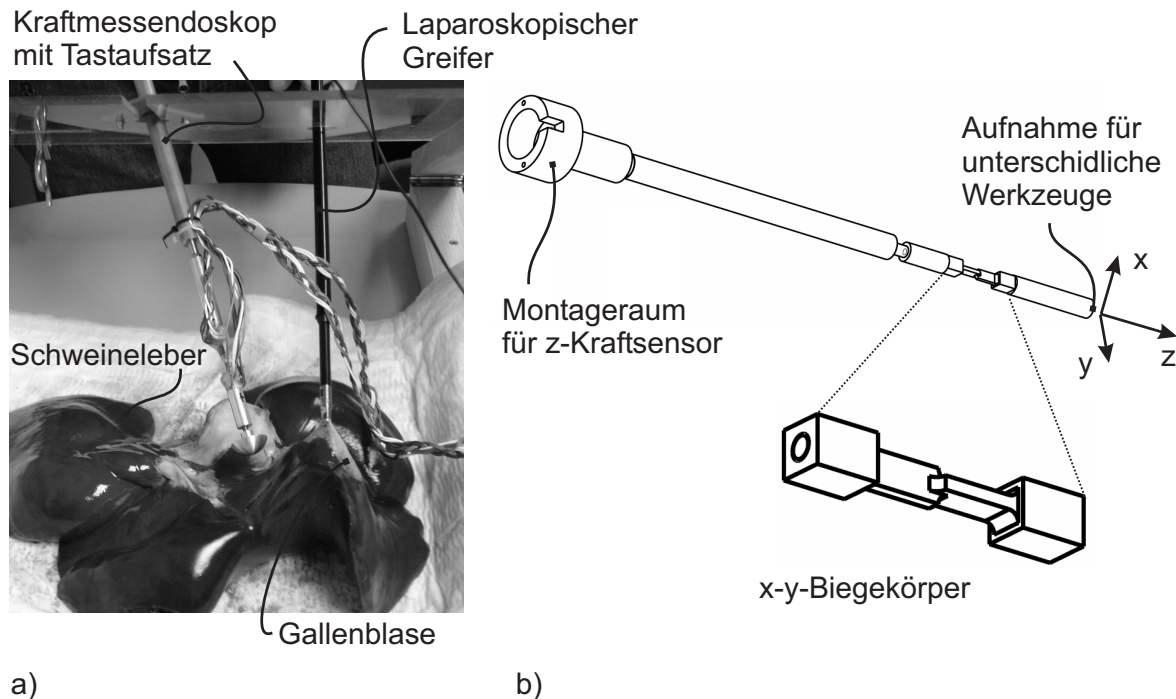


Abbildung 3.1.: Versuchsanordnung zur Messung von Kräften, die während einer laparoskopischen Operation auftreten. Ein Chirurg verwendet ein Kraftmessendoskop und einen laparoskopischen Greifer um in-vitro Lebergewebe zu operieren. Die Kräfte radial zu dem Kraftmessendoskop (x-, y-Richtung) werden durch Dehnmessstreifen, die Kräfte axial (z-Richtung) werden durch einen Druckkraftsensor aufgenommen. An der Endoskopspitze können unterschiedliche Werkzeuge montiert werden.

Die Durchführung von vordefinierten Szenarien durch Chirurgen wurde auf Video aufgezeichnet, um eine spätere Zuordnung von Ereignissen in den gemessenen Kraftverläufen herstellen zu können. Die folgenden in der Laparoskopie häufigen Szenarien wurden von drei schwerpunktmäßig laparoskopisch arbeitenden Chirurgen in dem beschriebenen in-vitro-Versuchs-Setup durchgeführt:

- Stumpfe Präparation (mechanisches Zertrennen mit dem an der Instrumentenspitze befindlichen Haken) von Lebergewebe und von dem Bindegewebe zwischen Gallenblase und Leber.
- Weghalten, ziehen und drücken von Gewebe. Diese Aktionen werden von Chirurgen während einer Operation häufig mit dem aktuell verwendeten Instrument durchgeführt, um einen besseren Zugang zum Situs zu erreichen. Ein beliebiges Instrument muss daher den bei diesen Aktionen auftretenden Kräften standhalten.

Abbildung 3.2 zeigt typische Kraftverläufe während der durchgeführten Messungen. Hierbei wurde mit einem hakenförmigen Instrument ähnlich zu einem monopolaren HF-Dissektor das Bindegewebe zwischen der Gallenblase und der Leber mechanisch zertrennt.

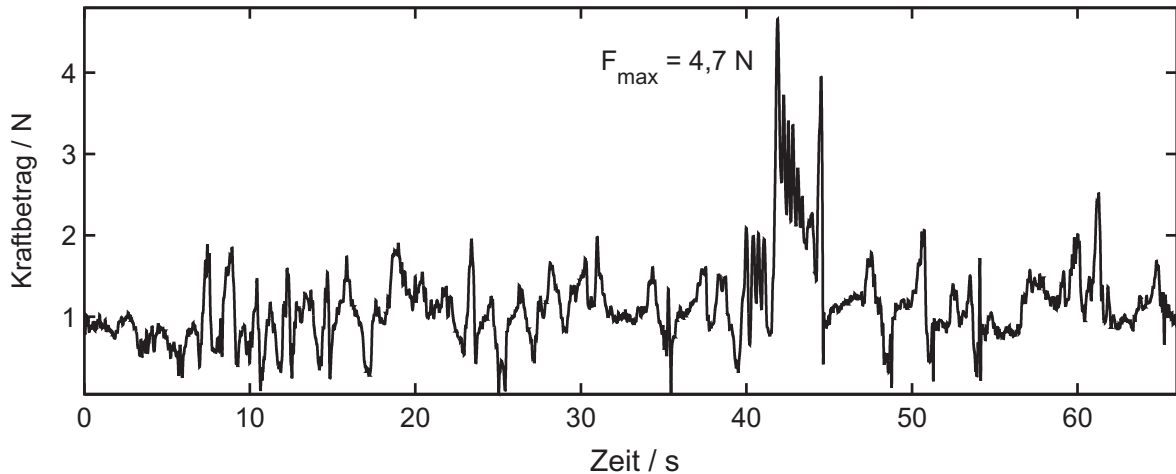


Abbildung 3.2.: Typischer Verlauf der Kräfte während Kraftmessungen mittels Kraftmessendoskop. Bei dem dargestellten Versuch wurde Bindegewebe zwischen Leber und Gallenblase mit einem hakenförmigen Instrument mechanisch bearbeitet. Die höchsten Kräfte treten beim zerreißen des Gewebes etwa bei Sekunde 42 auf.

Fazit für die Belastung des Mechanismus

Die in der Literatur veröffentlichten Messungen zu Kräften auf laparoskopische Instrumente beziehen sich auf Greifer, Naht- und Schneidinstrumente. Eigene Messungen untersuchen Kräfte während des Gebrauchs von monopolaren HF-Dissektionsinstrumenten. Das Instrument INKOMAN bringt durch seine Beweglichkeit besondere Vorteile beim Einsatz als Laserdissektor, als HF-Dissektor und ggf. zum Nähen von Gewebe, wenn ein entsprechender Nadelhalter für den Einsatz an der Instrumentenspitze entwickelt wird.

Tabelle 3.3.: Mittels Kraftmessendoskop gemessene Maximalkräfte bei laparoskopischen Szenarien.

Aktion	Maximalkräfte Betrag der Raumrichtungen/ N
Stumpfe Präparation des Bindegewebes zwischen Gallenblase und Leber sowie von Lebergewebe	4,7
Weghalten, ziehen, drücken von Lebergewebe	4,5

Die in der Literatur angegebenen hohen Kräfte in axialer Instrumentenrichtung sind vor allem auf die Tatsache zurückzuführen, dass Gewebe mit einem Greifer festgehalten und damit mit dem Instrument fest verbunden werden kann. Hier werden daher die (niedrigeren) Anforderungen aus den eigenen Versuchsreihen zugrunde gelegt. Für den Einsatz als Dissektionsinstrument soll die Werkzeugplattform daher so ausgelegt werden, dass sie einer maximalen statischen Belastung von 5 N standhalten kann.

3.1.2. Anforderungen an die Bewegung

Da die in der Laparoskopie zur Verfügung stehenden Freiheitsgrade aufgrund der Durchtrittsstelle durch die Bauchdecke auf vier eingeschränkt ist (Abschnitt 2.1.1), zielen viele Forschungsprojekte auf die intrakorporale Erweiterung der Freiheitsgrade durch Abwinkeln der Instrumente innerhalb der Bauchhöhle ab. FARAZ untersucht die Beweglichkeit von unterschiedlichen abwinkelbaren Instrumenten und zeigt, dass ein in zwei Raumrichtungen abwinkelbares, seilzuggetriebenes Instrument keine wesentlichen Vorteile in der Gesamtbeweglichkeit gegenüber Instrumenten aufweist, die wenige im Instrumentenschaft hintereinander angeordnete Drehgelenke aufweisen [88]. ÇAVUŞOĞLU untersucht den Arbeitsraum beim laparoskopischen Knoten [89]. Von den Chirurgen werden hier Abwinkelungen der Instrumente von bis zu 180° verwendet, wenn sie zur Verfügung stehen. Eine geringere Abwinkelungsmöglichkeit von 90° reicht zum laparoskopischen Nähen jedoch aus [41]. HAGN beschreibt eine Abwinkelung an der Spitze von $\pm 40^\circ$ für ein robotisches Telemanipulationssystem als ausreichend [38] und KIM schlägt für ein Kamerasystem die Abwinkelung von $\pm 60^\circ$ in zwei Richtungen vor [90].

Über die Anzahl der intrakorporal benötigten Freiheitsgrade und den intrakorporal benötigten Arbeitsraum finden sich deutlich weniger Angaben. HAGN fordert die intrakorporale Erweiterung der Freiheitsgrade um zwei, damit ein Gesamtfreiheitsgrad (inklusive der Freiheitsgrade des Instrumentenschafts) von sechs entsteht [38]. KWON kommt durch Betrachtung verschiedener chirurgischer Felder zu dem Schluss, dass ein Manipulator vier bis sechs zusätzliche Freiheitsgrade bei einem Arbeitsraum von $20 \cdot 20 \cdot 20 \text{ mm}^3$ bereitstellen sollte [80].

Zusätzlich zu der Recherche von Anforderungen an die Bewegung werden Abläufe während laparoskopischer Operationen mit schwerpunktmäßig laparoskopisch arbeitenden Chirurgen analysiert. Als Szenario dient die Resektion eines randnahen Keils aus der Leber. Die Operation kann laparoskopisch in den folgenden Schritten durchgeführt werden:

1. Platzieren der Trokare und der Kamera (Kamera durch einen Trokar am Bauchnabel, mindestens zwei weitere Trokare für Arbeitsinstrumente).

2. Trennen von Leberparenchym (weiches Lebergewebe) mittels Ultraschall-Dissektor. Währenddessen wird mit bildgebendem laparoskopischem Ultraschall immer wieder die Lage der Resektionslinie zum Tumor kontrolliert.
3. Durchtrennen von großen Gefäßen mit Klammerwerkzeug und Schere.
4. Versorgung von weiteren Blutgefäßen und Gallengängen mittels monopolarem HF-Dissektor sowie Nadel und Faden.
5. Bergen des Resektats mittels Bergebeutel durch den Bauchnabel-Schnitt, entfernen der Trokare, schließen der Bauchdeckenschnitte.

Während der Resektion und der Versorgung von Gefäßen sind Instrumente mit einer erhöhten intrakorporalen Beweglichkeit wünschenswert. Gefordert wird eine zweifache laparoskopische Abwinkelung in einer Ebene, um an schwer zugängliche Stellen zu gelangen und um die Anzahl der Wechsel des Dissektionsinstruments zwischen den Trokaren für Arbeitsinstrumente zu minimieren.

Die Anforderungen an die Beweglichkeit der intrakorporalen Instrumentenspitze aus der Literaturrecherche sowie aus der durchgeführten Szenarioanalyse sind in der Tabelle 3.4 zusammengefasst. Das aus den Anforderungen folgende Mechanismus-Design wird in dem Kapitel 3.3 vorgestellt.

3.2. Freiheitsgrade von parallelkinematischen Mechanismen

Dieses Kapitel behandelt die Thematik der Freiheitsgrade in einem parallelkinematischen Mechanismus. Ein parallelkinematisches Positioniersystem enthält eine berechenbare Anzahl von passiven und angetriebenen Freiheitsgraden zur Erreichung von statischer Bestimmtheit. Die Systematik zur Bestimmung von Freiheitsgraden wurde vor allem von CHEBYCHEFF, GRÜBLER und KUTZBACH untersucht und in einem Zusammenhang für parallelkinematische Mechanismen formuliert.

3.2.1. Gelenke und Streben

Allgemein bestehen Mechanismen mit mehreren Freiheitsgraden aus Gelenken und Streben. Eine Strebe (= Glied) ist ein beliebig geformter Starrkörper, der über Gelenke mit anderen Starrkörpern verbunden ist.

Tabelle 3.4.: Anforderungen an die Beweglichkeit der intrakorporalen Instrumentenspitze als Zusammenfassung von einer Szenarioanalyse und Literaturrecherche.

Beschreibung	Bemerkung	Quelle
Vier intrakorporale Freiheitsgrade	Für jeden Freiheitsgrad ist in einer parallelkinematischen Realisierung ein angetriebener Mechanismus-Fuß zur Verfügung zu stellen. Die Anzahl „vier“ der Freiheitsgrade ist daher ein Kompromiss aus der Bewegungsmöglichkeit in einem ausgeprägten Arbeitsraum und der späteren Komplexität des Mechanismus	[38], [80], eigene Szenarioanalyse
Freiheitsgrade, die eine Abwinkelung der Instrumentenspitze umfassen	Abwinkelbare Instrumente bieten die Möglichkeit, an schwer zugängliche Orte zu gelangen und ggf. laparoskopisch zu nähen.	[88], [41], eigene Szenarioanalyse
Gesamtabwinkelung zu einer Seite $\geq 40^\circ$	Die größte mögliche Abwinkelung ist nur zu einer Seite notwendig, da eine Rotation des Instruments um die Schaftachse möglich ist.	[38], [90]
Ausgeprägter Arbeitsraum an der Instrumentenspitze von $\geq 20 \cdot 20 \cdot 20 \text{ mm}^3$	Ein Arbeitsraum an der Instrumentenspitze ermöglicht den Gebrauch des Instruments als reinen Teleskopmanipulator, wenn der Instrumentenschaft relativ zum Patienten fixiert wird.	[80]

Unter Gelenken versteht KRAUS [91] eine bewegliche Verbindung zweier Körper mit einer Einschränkung der freien Beweglichkeit. Gelenke haben demnach einen Freiheitsgrad von $1 \leq f_g \leq 5$. ROTH [92] führt zur Beschreibung der freien Gelenkbewegungen eine logische Schlussmatrix ein, in der gesperrte und zulässige Bewegungen mit 1 und 0 gekennzeichnet werden. In der VDI-Richtlinie 2127 [93] wird ein Gelenk als „konstruktive Abbildung einer beweglichen Verbindung zweier Glieder“ beschrieben und in der weitergehenden Definition, die z.B. auch „Federgelenke“ einschließt, lassen sich Festkörpergelenke einordnen, die ihre Beweglichkeit aus Schwächungen im Material erhalten. Gelenke werden in einem System mit n Starrkörpern eingesetzt, um die $6n$ Freiheitsgrade, die ein solches ungekoppeltes Starrkörpersystem besitzt, zu reduzieren. Gelenke können angetrieben sein und werden dann als „Antriebe“ oder „Aktoren“ bezeichnet. In parallelkinematischen Mechanismen kommen auch nicht angetriebene (passive) Gelenke vor.

Abbildung 3.3 zeigt verschiedene Gelenke mit unterschiedlichen Freiheitsgraden, die als Paarungen von Starrkörpern ausgeführt sind. Bei diesen Paarungen ist immer ein Gelenkspalt vorzusehen, damit die Verbindung beweglich ist. In der VDI-Richtlinie 2156 [94] sowie in Konstruktionskatalogen [95] sind viele weitere Bauformen tabellarisch aufgelistet.

Zur Verminderung der Reibung in Gelenken, wird oft Rollreibung (z.B. in Kugellagern,

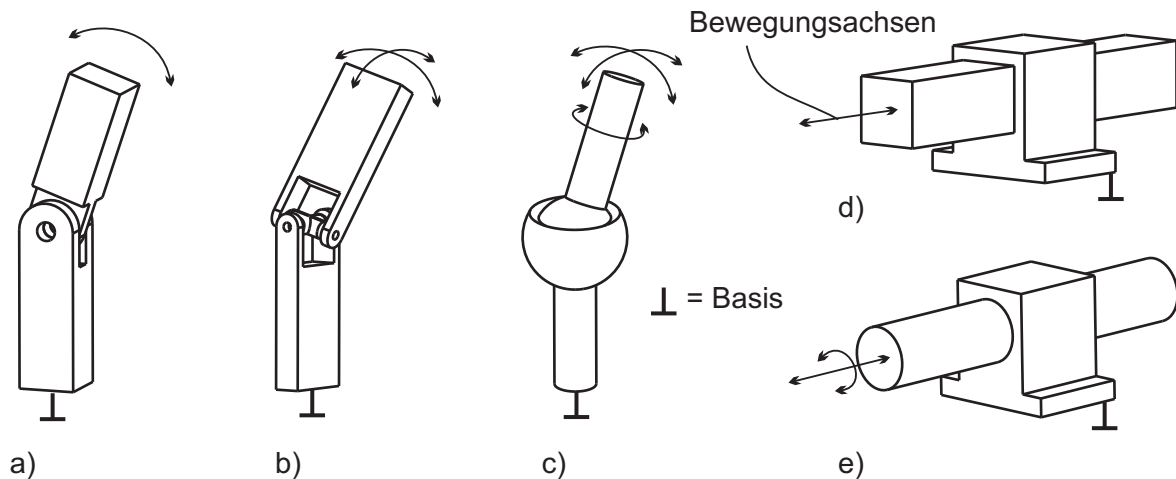


Abbildung 3.3.: Typische Gelenke als Paarungen von Starrkörpern. Die Gelenke werden je nach Art der Paarung mit D = Drehgelenk oder S = Schubgelenk bezeichnet. a) Drehgelenk (D), b) Kardan- bzw. Kreuzgelenk (D_2), c) Kugelgelenk (D_3), d) Schubgelenk (S), e) Drehschub-Gelenk (DS)

Wälzlager) genutzt. Für filigrane Strukturen, wie sie in laparoskopischen Instrumenten aufgrund der Platzbeschränkung eingesetzt werden müssen, wird dies jedoch aufgrund der aufwändigen Montage nicht in Betracht gezogen. Festkörpergelenke, die Ihre Beweglichkeit aus der Schwächung von Material beziehen, werden technisch zunehmend als Alternative zu montierten Körperpaarungen eingesetzt. Sie werden häufig aus Thermoplasten als Teil eines thermoplastischen Bauteils hergestellt. Der Hauptvorteil dieser Gelenke liegt in der montagefreien Herstellung von vielen Gelenken in einem einzelnen Spritzgussprozess.

JUNGNICKEL stellt monolithisch hergestellte, parallelkinematische Strukturen mit Kunststoff-Festkörpergelenken vor [60]. Abbildung 3.4 zeigt einen von ihm entworfenen Mechanismus mit drei Freiheitsgraden.

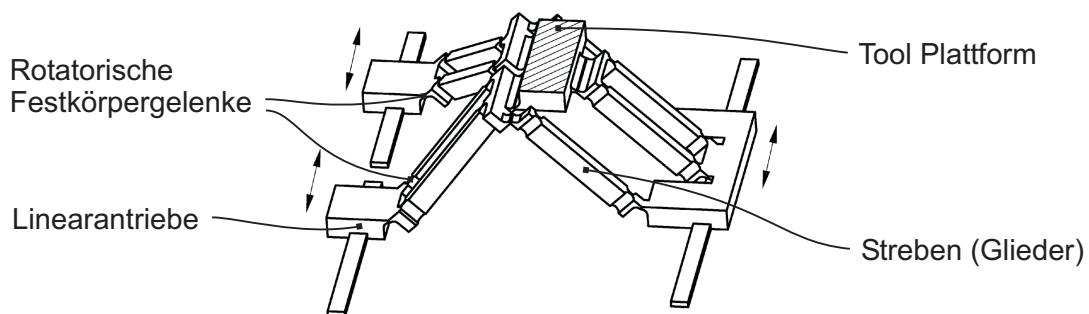


Abbildung 3.4.: Monolithisch gefertigter Mechanismus mit drei Freiheitsgraden auf der Basis von Festkörpergelenken. Als Material wird ein Thermoplast (Polypropylen) verwendet [60].

Abbildung 3.5 zeigt unterschiedliche Bauformen von Festkörpergelenken mit einem oder mehreren Freiheitsgraden. Besondere Eigenschaften von Festkörpergelenken sind ihr durch

die zulässigen Materialspannungen begrenzter Bewegungsraum und die Verformbarkeit in anderen als den gewünschten Bewegungsachsen-Richtungen. Die Variante eines Kreuzgelenks aus Abbildung 3.5b) unterscheidet sich daher kaum von dem Kugelgelenk in 3.5c). Eine Verdrehung um die Längsachse des Stabes ist in beiden Fällen möglich. Komplexere Bauformen, wie das Schubgelenk in Abbildung 3.5d), ermöglichen Gelenke mit guten Gelenkeigenschaften, benötigen jedoch verhältnismäßig große Bauräume.

Festkörpergelenke mit einer rotatorischen Achse Abbildung 3.5a) lassen sich sehr einfach, durch Schwächung eines Stabes mit Aussparungen in einer Richtung herstellen. Sie bieten bei kleinstem Bauraum eine hohe Steifigkeit in den unerwünschten Bewegungsrichtungen und sind daher für den Einsatz in einem parallelkinematischen Mechanismus besonders geeignet. Paarungen von Starrkörpern mit einem rotatorischen Freiheitsgrad wie in Abbildung 3.3a) sind ebenfalls konstruktiv auch bei kleinen Strukturabmessungen einfach umzusetzen. Für die Übertragung von großen Linearbewegungen (z.B. von Linearantrieben, Abschnitt 3.3.2) eignen sich nur Schub- oder Schubdrehgelenke nach Abbildung 3.3, da ihr Verhältnis von Bewegungsraum/Bauraum verglichen mit Festkörper-Schubgelenken hoch ist.

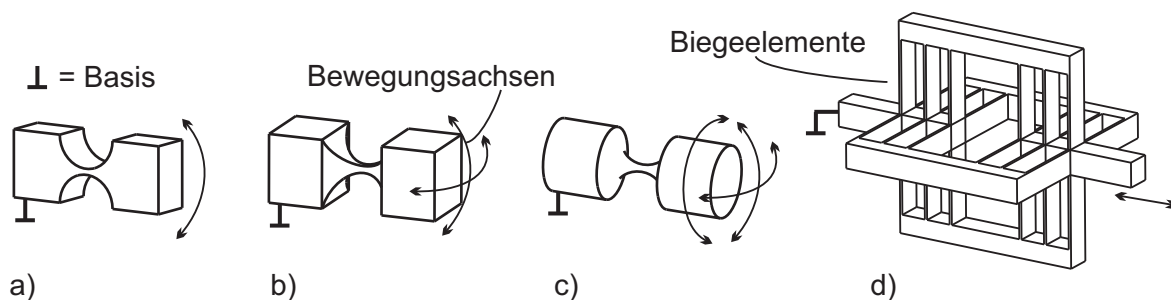


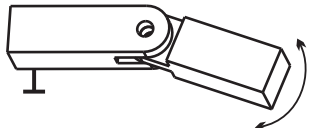
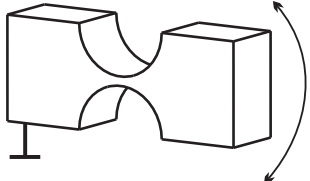
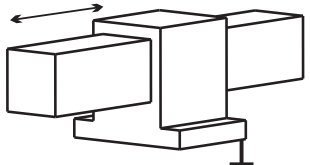
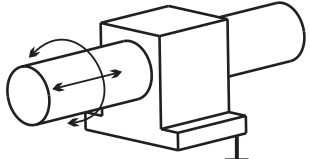
Abbildung 3.5.: Festkörpergelenke, bei denen eine Materialverformung zur Bewegung genutzt wird. Einfache Festkörpergelenke lassen sich gut in einem Spritzguss aus Thermoplasten herstellen. a) Drehgelenk D, b) Kardan- bzw. Kreuzgelenk (D₂), c) Kugelgelenk (D₃), d) Schubgelenk für große Auslenkungen (S) [96]. Das Kreuzgelenk aus b) weist nur eine geringe Steifigkeit bezüglich der Drehung um die Längsachse der Streben auf und unterscheidet sich dadurch kaum von dem Kugelgelenk aus c)

Aufgrund der einfachen fertigungstechnischen Umsetzung, dem großen Verhältnis von Bewegungsraum/Bauraum und der hohen Steifigkeit in unerwünschten Bewegungsrichtungen werden für den folgenden Mechanismus-Entwurf die Gelenktypen auf die Auswahl in Tabelle 3.5 beschränkt.

3.2.2. Kinematische Ketten und Schemata

Eine serielle Kopplung von Streben und Gelenken bezeichnet man als eine kinematische Kette. Diese besteht daher aus n Starrkörpern und $g = n + 1$ Gelenken jeweils vom Freiheits-

Tabelle 3.5.: Für den parallelkinematischen Mechanismus von INKOMAN in Betracht gezogene Gelenke. Andere Gelenkarten werden aufgrund erhöhter fertigungstechnischer Komplexität bei geringem Bauraum oder im Fall von Festkörpergelenken aufgrund von geringer Steifigkeit in unerwünschten Bewegungsrichtungen nicht in Betracht gezogen.

Gelenkbeschreibung	Bezeichnung	Beispiel
Drehgelenk als Starrkörperpaarung	D	
Drehgelenk als Festkörpergelenk	D	
Schubgelenk als Starrkörperpaarung	S	
Drehschubgelenk als Starrkörperpaarung	DS	

grad 1-5. Der Gesamtfreiheitsgrad F eines Systems aus n Starrkörpern (im Raum $F = 6 \cdot n$) wird durch Kopplung mit Gelenken eingeschränkt. Eine serielle kinematische Kette hat daher noch den Freiheitsgrad, der der Summe der Gelenkfreiheitsgrade entspricht, wenn sie an einer Seite an einer weltfesten Basisplattform montiert wird. Ein parallelkinematischer Mechanismus besteht aus einer Zusammenschaltung von mehreren seriellen kinematischen Ketten, wodurch der Gesamtfreiheitsgrad des Systems weiter eingeschränkt wird. Abbildung 3.6 zeigt einen seriell kinematischen Mechanismus bestehend aus einer kinematischen Kette und einen parallelkinematischen Mechanismus bestehend aus zwei kinematischen Ketten sowie ihre symbolische Repräsentationen, die kinematischen Schemata. In einem kinematischen Schema spiegeln sich die Anzahl der kinematischen Ketten und die Anzahl der Freiheitsgrade wider, nicht aber die Ausgestaltung der Mechanismen selbst. Sie zeigen den Mechanismus auf einer abstrakten Ebene, die verschiedene Anordnungen von Streben und Gelenken beinhaltet.

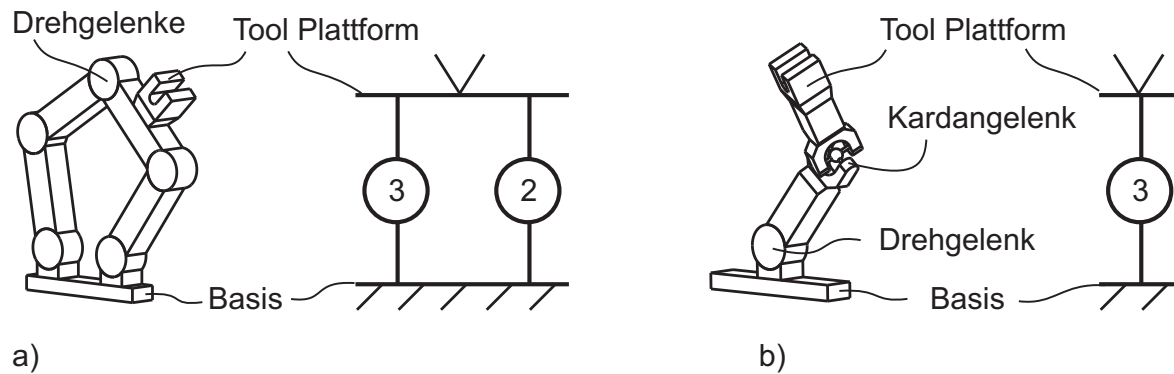


Abbildung 3.6.: Mögliche Realisierungen und kinematische Schemata eines parallelkinematischen Mechanismus mit Gesamtfreiheitsgrad zwei (a) und eines seriell kinematischen Mechanismus mit Gesamtfreiheitsgrad drei (b). Die Schemata enthalten die Anzahl der Gelenke und die Anzahl der kinematischen Ketten, beinhalten aber keine Aussage über die Realisierung des Mechanismus. So liegt die Gestaltungsfreiheit in der Form und Anordnung der Streben und in der Anzahl der einzelnen Gelenkfreiheitsgrade.

3.2.3. Zwangsbedingungen und generalisierte Koordinaten

Durch die Kopplung von Starrkörpern mittels Gelenken entsteht ein Mechanismus mit F Freiheitsgraden, dessen Kinematik sich durch F Parameter (Gelenkstellungen) ausdrücken lässt. Die Kopplungen sind derart, dass sich die Bewegung durch

$$f(q_1, q_2, \dots, q_F, t) = 0 \quad (3.1)$$

beschreiben lässt. Diese Art der Zwangsbedingung nennt man holonom (ganzgesetzlich) [97] (im Gegensatz zu nicht-holonomen Systemen, die sich nicht durch Gleichung (3.1) beschreiben lassen). Man unterscheidet holonome und nicht-holonome Zwangsbedingungen jeweils zusätzlich danach, ob sie die Zeit explizit enthalten (rheonom, fließgesetzlich) oder ob die Zeit nicht explizit enthalten ist (skleronom, starrgesetzlich). Im Falle von Starrkörpermechanismen mit F Freiheitsgraden, die eine weltfeste Basis enthalten, können die Bewegungen in der Form

$$f(q_1, q_2, \dots, q_F) = 0 \quad (3.2)$$

ausgedrückt werden. Es handelt sich hier also um holonome, skleronome Zwangsbedingungen. Mechanismen, die diesen Bedingungen folgen, werden in der vorliegenden Arbeit betrachtet.

Wenn ein parallelkinematischer Mechanismus $F < 6$ Freiheitsgrade enthält, stimmen diese nicht unbedingt mit kartesischen Raumkoordinaten überein. Da jedoch der Mechanismus holonomen, skleronomen Zwangsbedingungen folgt, lässt sich mindestens ein Satz von F so-

genannten generalisierten Koordinaten angeben, der die Bewegung vollständig beschreibt. Dies können z.B. F passive Gelenkstellungen innerhalb des Mechanismus sein. In dem entworfenen Mechanismus werden die Gelenkstellungen einer kinematischen Kette von Basis zu TCP (der sogenannten Hauptkette) als Satz intuitiv bedienbarer, generalisierter Koordinaten definiert (Abschnitt 3.3.1).

3.2.4. CHEBYCHEFF-GRÜBLER-KUTZBACH-Kriterium

Ein Getriebe mit dem Getriebefreiheitsgrad $F = 1$ wird als zwangsläufig bezeichnet [98]. Da parallelkinematische Mechanismen holonomen, skleronomen Zwangsbedingungen folgen (Abschnitt 3.2.3), müssen in einem solchen Mechanismus mit $F > 1$ genau $F - 1$ Relativbewegungen gesperrt werden, um jeweils Zwangslauf zu erreichen. Diese zwangsläufigen Bewegungen sollten in jedem Punkt des Arbeitsraums unabhängig voneinander sein, sodass der Mechanismus immer F Freiheitsgrade besitzt (Der Verlust eines Freiheitsgrades in einem Punkt des Arbeitsraums wird als Singularität bezeichnet; Tabelle 4.1). Werden nun F Gelenke in einem parallelkinematischen Mechanismus angetrieben, entsteht ein statisch bestimmtes Positioniersystem mit F Freiheitsgraden.

CHEBYCHEFF, GRÜBLER und KUTZBACH haben sich neben verschiedenen weiteren Wissenschaftlern mit der Formulierung eines Zusammenhangs zwischen dem Aufbau eines parallelkinematischen Mechanismus und dessen Freiheitsgraden befasst [99] und geben den Getriebefreiheitsgrad F mit

$$F = \lambda \cdot (n - g - 1) + \sum_{i=1}^g f_i \quad (3.3)$$

an [100], [98]. Hierbei ist g die Anzahl der Gelenke, n die Anzahl der Glieder, f_i der Freiheitsgrad des i -ten Gelenks und λ ein Faktor, der den Freiheitsgrad eines unbeschränkt beweglichen Starrkörpers angibt ($\lambda = 3$ für ebene Problemstellungen, $\lambda = 6$ für räumliche Problemstellungen). Gleichung (3.3) ergibt sich aus der reinen Einschränkung der Freiheitsgrade von n frei beweglichen Starrkörpern durch die Kopplung mit g Gelenken bestimmter Freiheitsgrade.

Der Gesamtfreiheitsgrad F wird jedoch zusätzlich beeinflusst von der Anzahl weiterer Zwangsbedingungen s oder identischer Freiheitsgrade f_{id} [60]. Eine Zwangsbedingung liegt z.B. vor, wenn zwei Achsen von Rotationsgelenken parallel liegen müssen, um eine Bewegung zu ermöglichen. Ein identischer Freiheitsgrad liegt z.B. vor, wenn an beiden Enden eines Stabes Kugelgelenke angeordnet sind. Der einzelne Stab kann dann um die Längsachse rotieren, ohne dass sich das gesamte Getriebe bewegt. Gleichung (3.3) erweitert sich daher

zu:

$$F = \lambda \cdot (n - g - 1) + \sum_{i=1}^g f_i - f_{id} + s \quad (3.4)$$

Für den Entwurf eines parallelkinematischen Mechanismus ist die Berechnung der zu verteilenden Freiheitsgrade $f_{ges} = \sum_{i=1}^g f_i$ von besonderem Interesse. Die Anzahl der Gelenke g und der Starrkörper n ist a priori nicht bekannt, wohl aber die Anzahl der kinematischen Ketten k .

Die Abbildungen 3.7a) und 3.7b) verdeutlichen anhand von zwei kinematischen Schemata den Zusammenhang zwischen n , g und k für verschiedene Mechanismen mit je vier kinematischen Ketten. In Abbildung 3.7b) wird eine Verzweigung als spezieller Starrkörper innerhalb des Mechanismus definiert, an dem mehr als zwei kinematische Ketten angreifen (Ein Starrkörper, an dem genau zwei kinematische Ketten angreifen, ist Bestandteil einer Kette). Unter Berücksichtigung der ebenfalls gesondert betrachteten Körper „Basis“ und „TCP“ ergibt sich der Zusammenhang

$$n = g - k + v + 2 \quad (3.5)$$

zwischen den Anzahlen „ n “ der Glieder, „ k “ der Ketten, „ g “ der Gelenke und „ v “ der Verzweigungen. Durch Einstetzen von (3.5) in (3.4) ergibt sich die für die Auslegung eines Mechanismus maßgebliche Berechnung der zu verteilenden Gelenkfreiheitsgrade f_{ges} :

$$\begin{aligned} F &= \lambda \cdot ((g - k + v + 2) - g - 1) + \underbrace{\sum_{i=1}^g f_i}_{=f_{ges}} - f_{id} + s \\ &= \lambda \cdot (k - v - 1) + f_{ges} - f_{id} + s \\ \Rightarrow f_{ges} &= F + \lambda(k - v - 1) + f_{id} - s \end{aligned} \quad (3.6)$$

TSAI kommt durch die Betrachtung der Anzahl L der geschlossenen kinematischen Ketten innerhalb des Mechanismus zu der Formulierung

$$f_{ges} = F + \lambda \cdot L \quad (3.7)$$

Diese Gleichung ist als „loop mobility criterion“ (= Mobilitätskriterium für geschlossene Ketten) bekannt [100]. Gleichung (3.7) enthält keine passiven Bindungen und Zwangsbedingungen. Diese müssen noch gesondert gezählt werden. In Kapitel 3.3.2 wird die Anzahl der benötigten Freiheitsgrade exemplarisch mit den beiden Gleichungen (3.6) und (3.7) ermittelt.

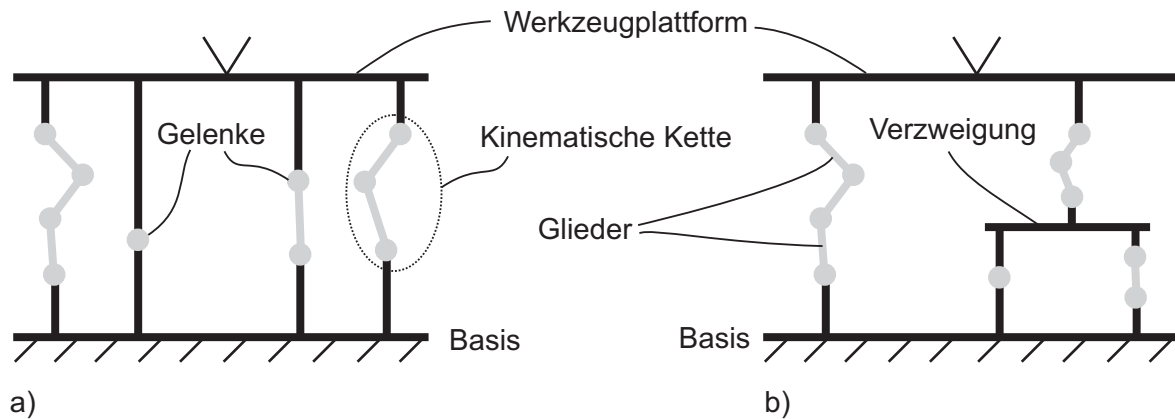


Abbildung 3.7.: Zusammenhang zwischen der Anzahl von Gelenken, Gliedern, Ketten und Verzweigungen bei parallelkinematischen Mechanismen. a) voll paralleler Mechanismus b) Mechanismus mit Verzweigung. Eine kinematische Kette beginnt und endet hier mit einem Gelenk. Die Anzahl der Freiheitsgrade eines einzelnen Gelenks ist nicht näher spezifiziert. Neben den grau dargestellten Gliedern innerhalb der kinematischen Ketten existieren Verzweigungen und die Glieder „Basis“ und „Werkzeugplattform“

3.3. Mechanismus für die intrakorporale Positionierung

In diesem Kapitel wird ein parallelkinematischer Mechanismus zum Einsatz als Werkzeugträger an der Instrumentenspitze eines Laparoscops entworfen.

3.3.1. Bewegung und Bedienung

Das Ziel des Designprozesses für den intrakorporal liegenden Manipulationsmechanismus ist ein parallelkinematischer Mechanismus, der den Anforderungen aus Kapitel 3.1 an die Bewegung entspricht. Die Anforderungen umfassen im Wesentlichen einen räumlich ausgeprägten Arbeitsraum und eine Abwinklung der Instrumentenspitze zu mindestens einer Seite um $\geq 40^\circ$.

Abbildung 3.8 zeigt die möglichen Varianten von Arbeitsraumausprägungen bei Kombination von drei intrakorporalen Freiheitsgraden. Hierbei wurde eine lineare Bewegung in Achsrichtung des Instruments (t_z) festgelegt, da diese bereits durch Linearantriebe im Instrumentenschaft vorgegeben ist (siehe Abbildung 1.5).

Nach den Anforderungen sind hauptsächlich rotatorische Freiheitsgrade (zum Ändern der Arbeitsrichtung) vorteilhaft. Mit der zweifachen Abwinklung aus Abbildung 3.8d) ist ein ausgeprägter dreidimensionaler Arbeitsraum mit Abwinklung zu allen Seiten möglich. Die translatorischen Bewegungen in Abbildung 3.8b) und c) sind zudem bereits durch eine Bewegung des Instruments selbst abgedeckt. Die Variante mit Abwinklung zu zwei Seiten trifft daher am genauesten die gewünschte Bewegung und wird für den weiteren Auslegungspro-

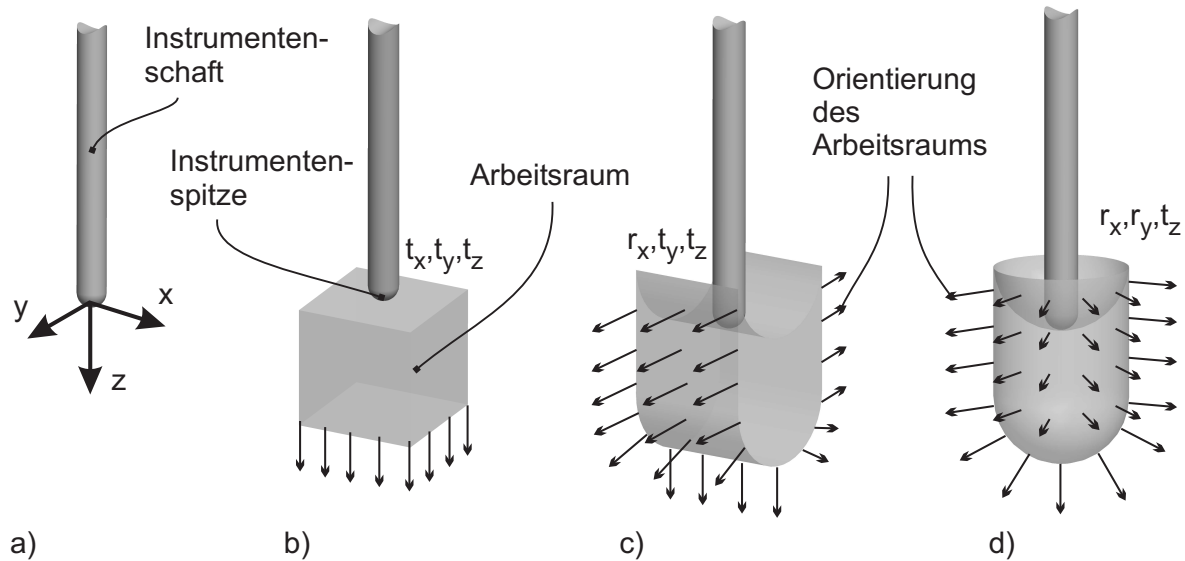


Abbildung 3.8.: Ausprägungen des Arbeitsraums der Instrumentenspitze durch Kombination von drei Freiheitsgraden. Eine Linearbewegung in Achsrichtung (t_z) ist durch die Verwendung von im Instrumentenschaft positionierten Linearantrieben festgelegt. Die Abbildungen zeigen die Form des Arbeitsraums. Die Arbeitsrichtung der Instrumentenspitze ist durch Pfeile gekennzeichnet. t_i = Translation in i -Richtung; r_i = Rotation um die i -Achse; $i = x, y, z$

zess ausgewählt.

Im nächsten Schritt wird eine serielle kinematische Kette entworfen, die die Bewegung aus Abbildung 3.8d) abbildet und lediglich aus den zur Konstruktion ausgewählten Gelenken (Tabelle 3.5) besteht. Die Kette wird zusätzlich um einen rotatorischen Freiheitsgrad erweitert, um der Forderung nach vier intrakorporalen Freiheitsgraden (Tabelle 3.4) und einer mehrfachen Abwinklung in einer Ebene nachzukommen. Ein serieller Mechanismus mit hintereinander angeordneten Freiheitsgraden lässt sich intuitiv entwerfen, da die menschlichen Extremitäten (Beine, Arme, Finger) seriellen kinematischen Ketten entsprechen. Der Designprozess des parallelkinematischen Mechanismus geht daher von einer solchen seriellen kinematischen Kette aus.

Abbildung 3.9a) zeigt die so entworfene Kette. Die beiden rotatorischen Freiheitsgrade θ_1 und θ_2 sind so angeordnet, dass die Werkzeugplattform nach zwei Seiten um $\pm 40^\circ$ aus der Instrumentenachse heraus geschwenkt werden kann. Ein weiterer rotatorischer Freiheitsgrad (θ_3) erweitert die Schwenkbewegung in eine Richtung auf bis zu $\pm 80^\circ$. Die Forderung nach einem dreidimensional ausgeprägten Arbeitsraum wird durch den linearen Freiheitsgrad q_1 erreicht.

Da die vorgestellte kinematische Kette die Bewegung des gesamten Mechanismus abbildet, wird sie als *Hauptkette* bezeichnet. Die Gelenke in der Hauptkette bilden einen Satz generalisierter Koordinaten (siehe Abschnitt 3.2.3), der von einem Chirurgen intuitiv be-

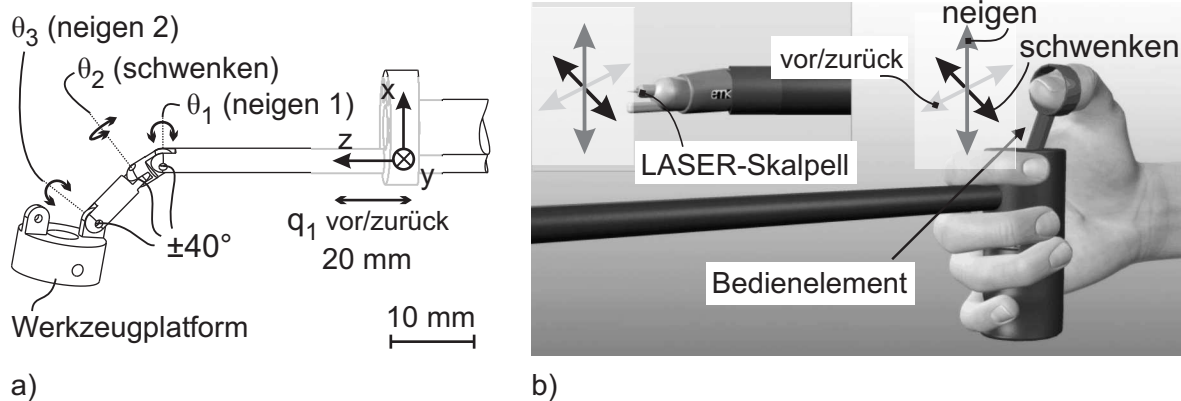


Abbildung 3.9.: Bewegungsraum der Hauptkette des entworfenen Mechanismus. Die Hauptkette besitzt einen linearen Freiheitsgrad (q_1) und drei rotatorische Freiheitsgrade ($\theta_1, \theta_2, \theta_3$). Die Bewegung der Winkel wird auf $\pm 40^\circ$ festgelegt. Die maximale erreichbare Abwinkelung in einer Richtung ($\theta_1 + \theta_3$) ist damit auf $\pm 80^\circ$ festgelegt.

dienbar ist, da er eine serielle kinematische Kette abbildet. Die kinematische Berechnung zur Ansteuerung der Kette bildet den Zusammenhang zwischen den Gelenken der Hauptkette (generalisierte Koordinaten) und den Stellungen der Antriebe ab. Der sich aus den Freiheitsgraden der Hauptkette ergebende Arbeitsraum wird in Kapitel 5.1 dargestellt und untersucht.

Eine mögliche Bedienung der *Hauptkette* ist in Abbildung 3.9b) dargestellt. Mit einem 3DOF-Joystick können die Bewegungsrichtungen „neigen“, „schwenken“ und „vor/zurück“ mit einer Hand bedient werden. Weitere Bedienkonzepte sehen verteilte Bedienelemente für verschiedene Freiheitsgrade vor. Der Entwurf und die Umsetzung des Bedienelements wurde von KASSNER bearbeitet und veröffentlicht [152].

3.3.2. Verteilung von Freiheitsgraden

Für das Instrument INKOMAN soll ein parallelkinematischer Mechanismus entworfen werden, der die Bewegung der seriell kinematischen Hauptkette nach Abbildung 3.9 mit vier Freiheitsgraden abbildet. Der Antrieb des Mechanismus geschieht mit Linearantrieben, damit der Bauraum innerhalb des Instrumentenschafts genutzt werden kann. Der Mechanismus wird dann über Schubstangen angetrieben, die eine starre Verbindung zwischen den Mechanismus-Fußpunkten und den Antrieben darstellen. Da die Antriebe so im Instrumentenschaft (gestellfest) angeordnet werden können, lassen sich die Vorteile von parallelkinematischen Mechanismen gegenüber seriell kinematischen Mechanismen gezielt nutzen. Für die Umsetzung der Bewegung der Antriebe in eine räumliche Bewegung der Werkzeugplattform ist ein einziger passiver Mechanismus notwendig, der sich potentiell deutlich besser

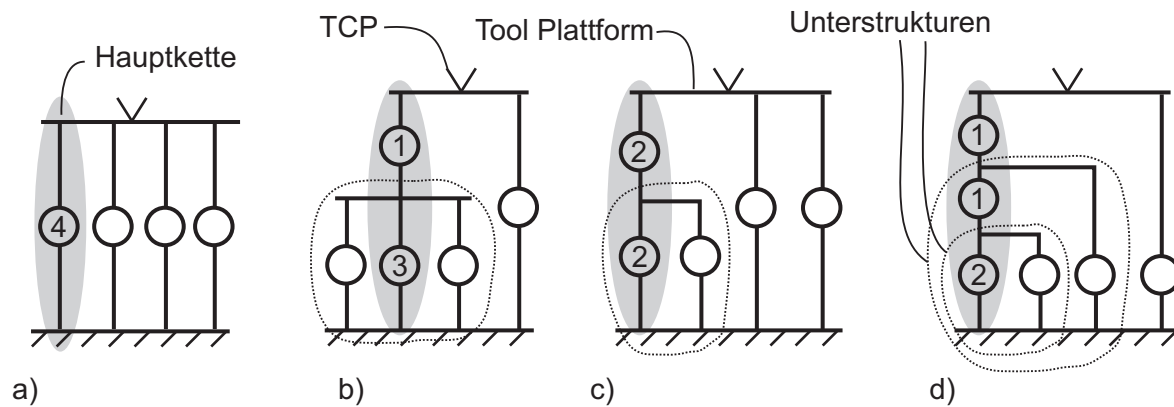


Abbildung 3.10.: Mögliche kinematische Schemata des parallelkinematischen Mechanismus für IN-KOMAN. Je nach Anordnung der kinematischen Ketten entsteht eine voll parallele Struktur a) oder eine Struktur, die wiederum parallelkinematische Unterstrukturen enthält b)-c). Die Hauptkette ist in jedem Schema grau hinterlegt. Die Verteilung der Freiheitsgrade auf die Nebenketten folgt in einem weiteren Auslegungsschritt.

reinigen und sterilisieren lässt als die Aktoren.

Ein solcher parallelkinematischer Mechanismus mit vier Freiheitsgraden besteht aus mindestens vier angetriebenen Ketten, die jeweils einen Antrieb enthalten. Wenn der Mechanismus die Bewegung der Hauptkette aus Abbildung 3.9 beinhalten soll, dann ist es sinnvoll, diese Kette in dem Mechanismus abzubilden. Die restlichen kinematischen Ketten werden im Folgenden als Nebenketten bezeichnet, um sie von der Hauptkette abzugrenzen.

Abbildung 3.10 zeigt den vollständigen Lösungsraum für parallelkinematische Anordnungen bei gegebener Hauptkette mit vier Freiheitsgraden. Jede mit der Basis verbundene Kette besitzt genau einen Linearantrieb und mindestens ein passives Gelenk. Daher ist eine weitere Untergliederung als in Abbildung 3.10d) nicht sinnvoll.

In den Abbildungen ist jeweils die Hauptkette mit vier Freiheitsgraden bezeichnet. Die Verteilung der verbleibenden Freiheitsgrade auf die Nebenketten ist noch nicht dargestellt. Die Struktur nach Abbildung 3.10a) entspricht einer voll parallelen Struktur (siehe Abschnitt 2.2.1), die Varianten b)-d) enthalten kinematische Verzweigungen und damit parallelkinematische Unterstrukturen. Da es sich bei dem laparoskopischen Instrument um eine vergleichsweise langgestreckte Struktur handelt, ist es sinnvoll, eine Struktur mit kinematischen Verzweigungen zu verwenden, bei der die Nebenketten unterhalb der Werkzeugplattform an der Hauptkette angreifen. Der Mechanismus kann dann durch das schräge Anstellen der Nebenketten laterale Kräfte besser aufnehmen. Besonders vorteilhaft ist in dieser Hinsicht die Variante aus Abbildung 3.10b). Sie erlaubt zusätzlich einen Aufbau, in dem Symmetrien in der Unterstruktur genutzt werden können. Diese Variante wird für die weitere Ausgestaltung zugrunde gelegt.

Die zu verteilenden Freiheitsgrade lassen sich durch die Gleichungen (3.6) und (3.7) berechnen. Abbildung 3.11 verdeutlicht die Zählweise. In Abbildung 3.11a) werden die Anzahlen der Ketten $k = 5$ und der Verzweigungen $v = 1$ bestimmt. In 3.11b) wird die Anzahl der geschlossenen kinematischen Ketten $L = 3$ bestimmt. Unter der Annahme, dass die Freiheitsgrade der einzelnen kinematischen Ketten ohne identische Freiheitsgrade und ohne Zwangsbedingungen entworfen werden und mit $\lambda = 6$, da es sich um eine räumliche Problemstellung handelt, ergibt sich für einen Mechanismus mit $F = 4$ Freiheitsgraden:

$$(3.6) \Rightarrow f_{ges} = F + \lambda \cdot (k - v - 1) = 4 + 6 \cdot (5 - 1 - 1) = 22$$

$$(3.7) \Rightarrow f_{ges} = F + \lambda \cdot L = 4 + 6 \cdot 3 = 22 \quad (3.8)$$

Wiederholt man diese Berechnung für die voll parallele Unterstruktur, da diese ebenfalls mechanisch bestimmt sein muss, so kommt man zu der Verteilung der Freiheitsgrade nach Abbildung 3.11. Diese dient als Basis für die Ausgestaltung der einzelnen Ketten.

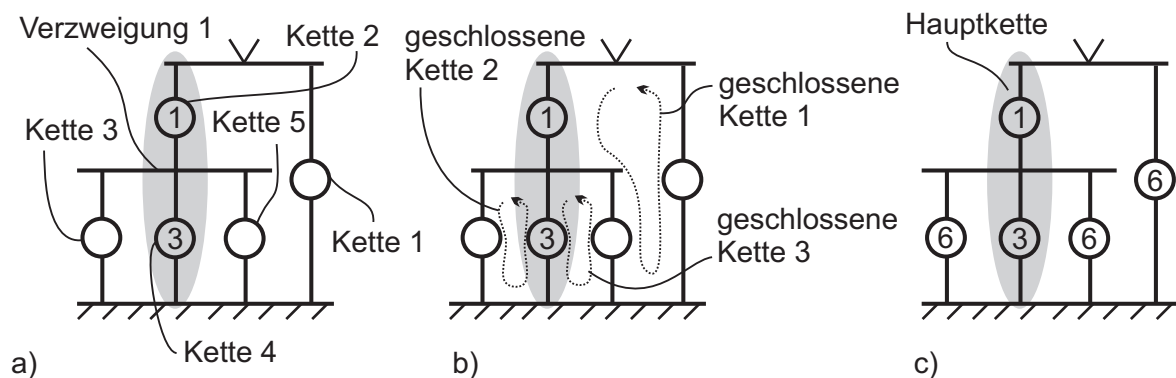


Abbildung 3.11.: Zählweise zur Berechnung und Verteilung der Freiheitsgrade in INKOMAN. a) verdeutlicht die Zählweise über Ketten und Verzweigungen. b) verdeutlicht die Zählweise mit geschlossenen kinematischen Ketten. c) zeigt die umgesetzte Verteilung von Freiheitsgraden innerhalb des Mechanismus.

3.3.3. Anordnung von Gelenken und Antrieben

Eine Auslegung der Topologie von parallelkinematischen Mechanismen geschieht zumeist basierend auf bekannten Strukturen oder durch die Intuition des Entwicklers der Struktur. Es werden jedoch fast ausschließlich voll parallele Mechanismen entworfen. Durch den systematischen Entwurf basierend auf der gewünschten Bewegung der Hauptkette, sind im vorliegenden Fall die Freiheitsgrade der Nebenkette auf sechs festgelegt. Das Ziel des Entwurfs der Nebenkette ist es, einen Bewegungsraum zur Verfügung zu stellen, der den geforderten Bewegungsraum der Hauptkette beinhaltet. Auf diese Weise wird die Bewegung der Haupt-

kette bei Kombination aller Ketten zu einem parallelkinematischen Mechanismus nicht beschränkt. Nach Abschnitt 3.2.1 sollen hierfür ausschließlich Gelenke mit einem Freiheitsgrad verwendet werden. Zusätzlich ist in den Nebenketten jeweils als erstes (angetriebenes) Gelenk ein Linearantrieb enthalten (Abschnitt 3.3.2).

Da in einem parallelkinematischen Mechanismus neben dem Bewegungsraum auch Strebenkollisionen der einzelnen Ketten untereinander berücksichtigt werden müssen, geschieht die Auslegung der einzelnen seriellen Ketten meistens empirisch mittels CAD-Software. Um jedoch grundsätzlich einen möglichst großen Bewegungsraum der Nebenketten abzubilden, werden die Gelenkachsen von aufeinander folgenden Gelenken möglichst weit gegeneinander verdreht und es werden drei verschiedene Typen von Gelenken mit einem Freiheitsgrad eingesetzt. Abbildung 3.12 zeigt die eingesetzten Gelenktypen und zwei Varianten der Nebenketten.

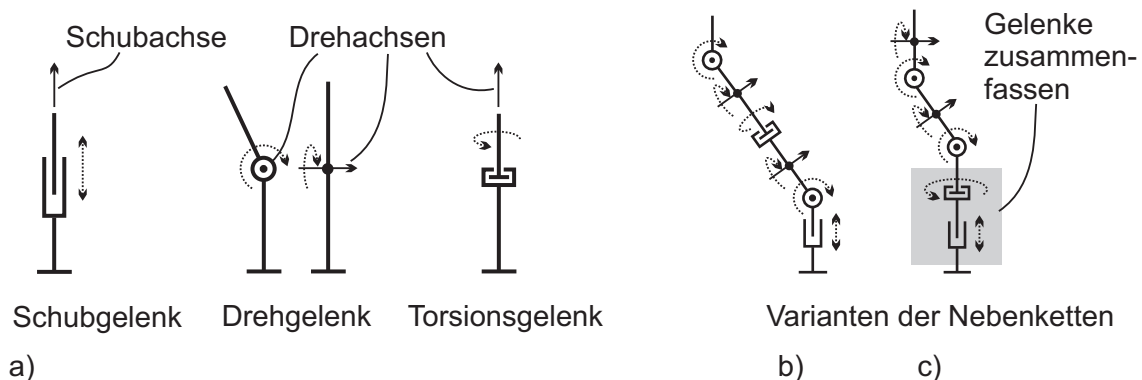


Abbildung 3.12.: In dem parallelkinematischen Mechanismus eingesetzte Gelenke und Struktur der Nebenketten. a) Gelenke mit einem Freiheitsgrad. Das Schubgelenk kommt nur als Linearantrieb zum Einsatz, die rotatorischen Gelenke werden für die passiven Gelenke verwendet. Ein Drehgelenk lässt sich fertigungstechnisch besser umsetzen als ein Torsionsgelenk. b) und c) verschiedene Varianten der Nebenketten mit sechs Freiheitsgraden, die aus Gelenken mit einem Freiheitsgrad zusammengesetzt werden. c) stellt die favorisierte Variante der Nebenkette dar, da zwei Gelenke zu einem Drehschubgelenk kombiniert werden können.

Die Struktur der Nebenkette aus Abbildung 3.12c) stellt die favorisierte Variante dar. Diese öffnet die Möglichkeit, das enthaltene Torsionsgelenk zur Ankopplung des Mechanismus an das Instrument auszulegen. Torsionsgelenke sind feinwerktechnisch und vor allem als Festkörpergelenk deutlich schwieriger auszulegen als Drehgelenke. Es ist hier vorteilhaft, die Torsionsgelenke aus dem parallelkinematischen Mechanismus heraus in die Verbindung des Mechanismus mit dem Instrument zu verschieben und als Drehschubgelenk auszuführen (siehe Abschnitt 6.1.1).

Ein parallelkinematischer Mechanismus kann steifer gegen laterale Kräfte ausgelegt werden, wenn seine Fußpunkte weit auseinander liegen, wenn also das Verhältnis von Arbeits-

raum zu Bauraum verkleinert wird. Die Anordnung der linearen Antriebe geschieht daher am Außenradius des Instrumentenschafts.

Durch Einsatz von CAD-Software zur Ermittlung von Strebenkollisionen werden die Anordnungen der Nebenketten bezüglich der Hauptkette und die Strebenlängen zwischen den einzelnen Gelenken sukzessive angepasst, bis eine Bewegung in dem gewünschten Arbeitsraum der Hauptkette möglich ist. Abbildung 3.13 zeigt die resultierende Anordnung der Angetriebenen Mechanismus-Füße auf dem Umfang des Instrumentenschafts.

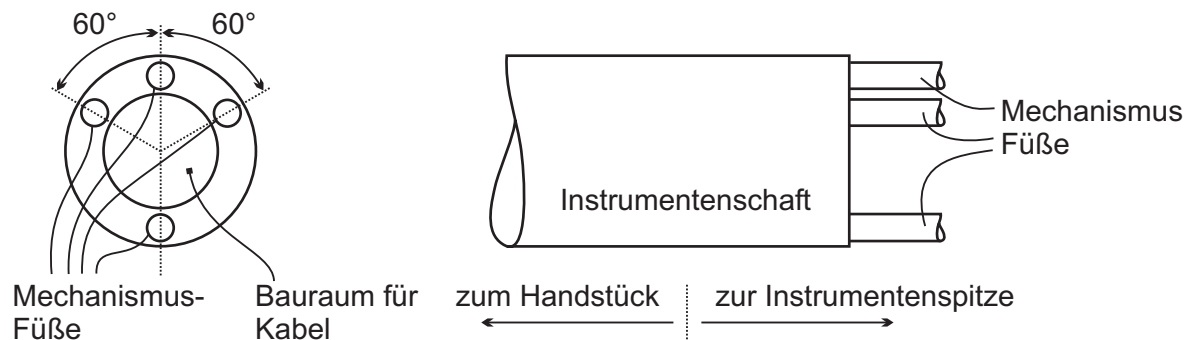


Abbildung 3.13.: Anordnung der Linearantriebe im Instrumentenschaft. Die Antriebe für die Mechanismus-Füße werden so angeordnet, dass sie möglichst weit auseinander liegen. Hierdurch wird das Verhältnis von Arbeitsraum zu Bauraum des Mechanismus verkleinert und der Mechanismus wird steifer gegen laterale Kräfte, als wenn die Füße dichter zusammenliegen. Links Draufsicht; rechts Seitenansicht.

3.3.4. Feinwerktechnische Realisierung

Basierend auf den Auslegungskriterien der vorangegangenen Abschnitte werden zeitlich nacheinander zwei feinwerktechnische Varianten des Mechanismus gestaltet und aufgebaut. In Abbildung 3.14 sind die Umsetzungen dargestellt. Die erste Variante a) enthält Torsionsgelenke innerhalb der Instrumentenspitze, bei der Variante b) sind die Torsionsgelenke an die Grenze zwischen Instrumentenspitze und Instrumentenschaft verschoben worden. Dies ermöglicht eine einfachere Umsetzung des gesamten Mechanismus mit vielen gleichartigen Gelenken. Die Variante b) dient in den folgenden Kapiteln zur Ermittlung der Mechanismus-Eigenschaften.

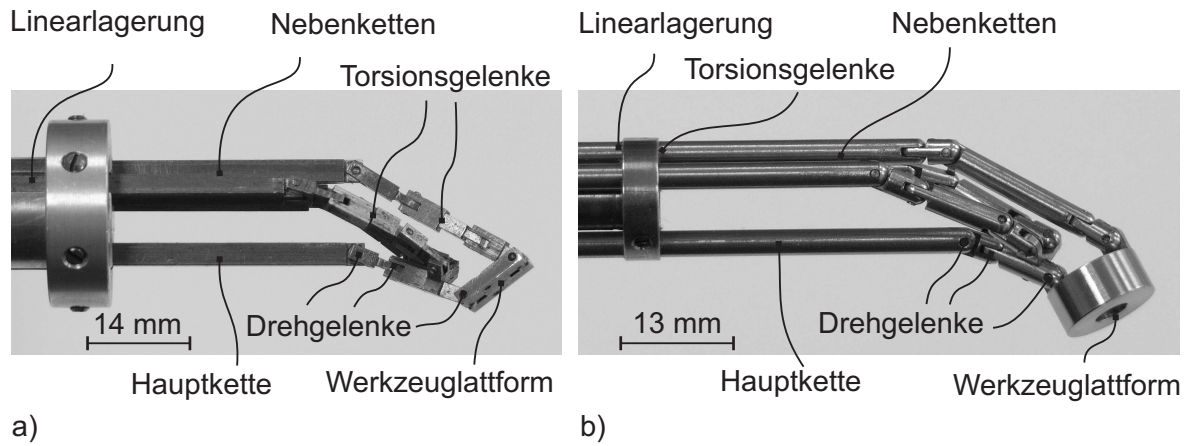


Abbildung 3.14.: Feinwerktechnische Realisierungen des entwickelten Mechanismus. a) Vorabversion mit Torsionsgelenken innerhalb des Mechanismus. b) Version zum späteren Einsatz im Tierversuch. Die Torsionsgelenke wurden zur Vereinfachung der Fertigung aus dem Mechanismus in die Ankopplung an das Instrument verlegt. Der Mechanismus enthält $f_{ges} = 22$ Gelenkfreiheitsgrade und besitzt einen Gesamtfreiheitsgrad von $F = 4$

4. Kinematische Berechnungen

Dieses Kapitel gibt einen Überblick über die kinematischen Berechnungen und enthält eine Methode zur numerischen Berechnung der Inverskinematik des entworfenen Mechanismus. Auf eine analytische Berechnung wird hier verzichtet. Ihre Komplexität wird ansatzweise dargelegt.

4.1. Übersicht über kinematische Berechnungen

In [153] werden die kinematischen Berechnungen wie folgt zusammengefasst: Sei $\mathbf{q} = (q_1, \dots, q_n)$ der Vektor, in dem die Stellung der Antriebe q_1 bis q_n eines Mechanismus zusammengefasst werden und $\mathbf{x} = (x_1, \dots, x_m)$ der Vektor, der die Position des Tool-Centre-Point (TCP) im Raum in den Koordinaten x_1 bis x_m bezeichnet, dann heißt

$$\mathbf{x} = f(\mathbf{q}) \quad (4.1)$$

das direkte kinematische Problem (auch direkte Kinematik, Vorwärtskinematik). Die Umkehrfunktion

$$\mathbf{q} = f^{-1}(\mathbf{x}) \quad (4.2)$$

wird als inverses kinematisches Problem (auch Rückwärtskinematik, Inverskinematik) bezeichnet. Die Vorwärtskinematik beschreibt, wo der TCP im Raum steht, wenn man die Antriebe in eine bestimmte Stellung bewegt. Die Inverskinematik beschreibt, wie die Antriebe eingestellt werden müssen, um mit dem TCP eine bestimmte Position im Raum zu erreichen. Für Steuerungsaufgaben ist die Inverskinematik daher von großer Bedeutung und muss mindestens bekannt sein, um einen Mechanismus zu positionieren. Die Funktionen $f(\mathbf{q})$ und $f^{-1}(\mathbf{x})$ enthalten eine Beschreibung des Mechanismus bezüglich seines Ein-/Ausgangsverhaltens; das innere Verhalten wird nicht abgebildet. Für eine vollständige Beschreibung des Verhaltens und für Optimierungsaufgaben kann es notwendig sein, z.B. die Kräfte im Inneren des Mechanismus zu betrachten (siehe auch Kapitel 5.2.2).

$f(\mathbf{q})$ und $f^{-1}(\mathbf{x})$ sind Funktionen aus dem \mathbb{R}^n in den \mathbb{R}^m bzw. aus dem \mathbb{R}^m in den \mathbb{R}^n . Sie

sind nichtlinear und auf abgeschlossenen Gebieten regulär. Zwischen diesen Gebieten sind sie singular. In einer singulären Konfiguration verliert ein Mechanismus mindestens einen Freiheitsgrad zur Übertragung von Kräften. Zur Beurteilung des singulären Verhaltens werden die Funktionen daher linearisiert. In der Linearisierung drückt sich das Übertragungsverhalten zwischen $d\mathbf{q}$ und $d\mathbf{x}$ aus.

Abbildung 4.1 zeigt hierzu ein Beispiel eines Getriebes mit einem Freiheitsgrad. Die Anordnung ist nichtlinear übersetzend. Die Eingangsgröße ist ein Rotationsantrieb mit dem Rotationswinkel α und die Ausgangsgröße ist der Weg der Schubstange x . Die Vorwärtskinematik berechnet sich offensichtlich zu

$$x = a \cdot \sin(\alpha) \quad (4.3)$$

Sie ist in Abbildung 4.1b) als Funktion dargestellt. Wenn die Funktion an einer beliebigen Stelle α_0 linearisiert wird, so ergibt sich

$$dx|_{\alpha_0} = \left. \frac{dx}{d\alpha} \right|_{\alpha_0} \cdot d\alpha = a_0 \cdot \cos(\alpha_0) \cdot d\alpha = b_0 \cdot d\alpha \quad (4.4)$$

und damit der Übertragungsfaktor b_0 für differentielle Bewegungen.

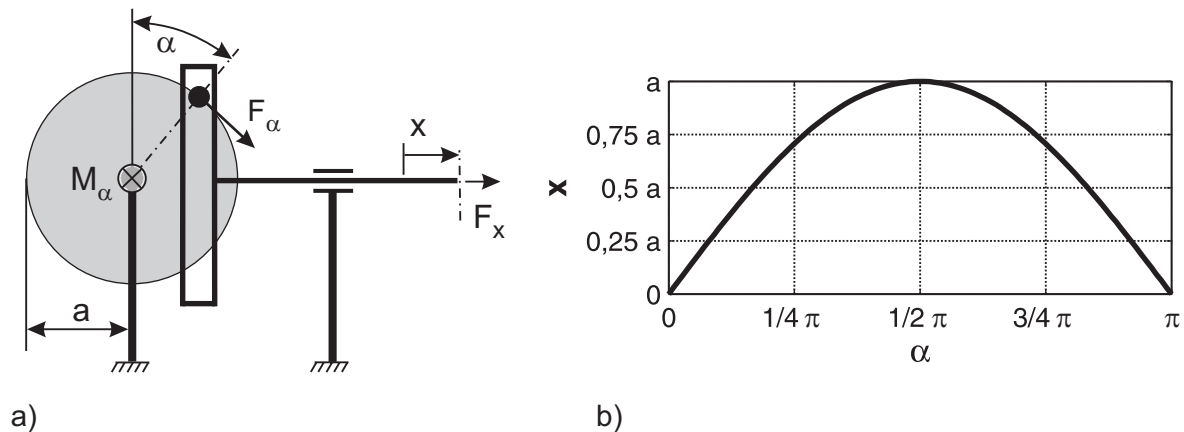


Abbildung 4.1.: Nichtlinear übersetzendes Getriebe mit einem Freiheitsgrad. a) Aufbau, b) vorwärtskinematische Übertragungsfunktion

Die Ableitung b_0 an der Stelle α_0 enthält sowohl das Wegübertragungsverhalten an der Stelle α_0 als auch das Kraftübertragungsverhalten. Zur Verdeutlichung des Kraftübertragungsverhältnisses wird das Eingangsmoment der Schubkurbel M_α nun durch die Eingangskraft $F_\alpha = M_\alpha/a$ ausgedrückt. Über das Prinzip der virtuellen Arbeit berechnet man mit der vir-

tuellen Arbeit am Antrieb δW_α und am Schubzylinder δW_x :

$$\begin{aligned}\delta W_\alpha &= \delta W_x \\ F_\alpha \cdot \delta \alpha &= F_x \cdot \delta x \\ \frac{F_\alpha}{F_x} &= \frac{\delta x}{\delta \alpha}\end{aligned}\tag{4.5}$$

Damit ist das Kraft-Übertragungsverhalten an der Stelle $\alpha = \alpha_0$

$$\frac{d\alpha}{dx} = \frac{1}{b_0}\tag{4.6}$$

also der Kehrwert des Wegübertragungsverhaltens.

Anmerkung: Virtuelle Größen kennzeichnet man mit δ , um sie von differentiellen Größen (d) zu unterscheiden. Nach dem Prinzip der virtuellen Arbeit wird der Mechanismus an einer Stelle betrachtet. Es tritt eine infinitesimal kleine (also eine virtuelle) Verschiebung des Mechanismus auf. Damit ist die geleistete Arbeit unabhängig von Verschiebungen, und es können die Kraftübertragungen ausgedrückt werden. Selbstverständlich wird auch bei der Differentialrechnung eine infinitesimal kleine Veränderung betrachtet. Daher wird mit den Ableitungen der Weggrößen gerechnet. Sie gehen in die Ergebnisse ein.

Eine singuläre Stellung tritt auf, wenn $b_0 = 0$ wird (z.B. bei $\alpha = 90^\circ$). Dort kann die Schubkurbel keine definierten Kräfte und Wege mehr übertragen.

Übergang zum Mehrdimensionalen

Parallellkinematische Mechanismen werden im Allgemeinen durch Zusammenhänge mit mehreren Freiheitsgraden beschrieben (Abbildungen $\mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^m$). Die Linearisierung der Vorwärtskinematik wird in der direkten JACOBI-Matrix \mathbf{J} ausgedrückt. Die JACOBI-Matrix berechnet sich bei n Aktorfreiheitsgraden $\mathbf{q} = (q_1, \dots, q_n)$ und m Freiheitsgraden des Tool-Centre-Point $\mathbf{x} = (x_1, \dots, x_m)$ zu

$$\mathbf{J} = \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} = \begin{pmatrix} \partial x_1 / \partial q_1 & \cdots & \partial x_1 / \partial q_n \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \partial x_m / \partial q_1 & \cdots & \partial x_m / \partial q_n \end{pmatrix}\tag{4.7}$$

Damit ist sie Träger aller Übertragungsinformationen der Vorwärtskinematik. Die Inverse JACOBI-Matrix \mathbf{J}^{-1} stellt die gleiche Information für die Inverskinematik dar. Das (differentielle) Wegübertragungsverhalten lässt sich mit der JACOBI-Matrix folgendermaßen aus-

drücken:

$$d\mathbf{x} = \mathbf{J} \cdot d\mathbf{q} \quad (4.8)$$

$$d\mathbf{q} = \mathbf{J}^{-1} \cdot d\mathbf{x} \quad (4.9)$$

Es handelt sich um ein lineares Gleichungssystem mit der Koeffizientenmatrix \mathbf{J} . Wenn die Bewegung des TCP in genauso vielen Koordinaten beschrieben wird, wie es Antriebe gibt, dann hat das Gleichungssystem eine quadratische Koeffizientenmatrix.

Aus der linearen Algebra ist bekannt, dass ein Gleichungssystem mit quadratischer Koeffizientenmatrix eine eindeutige Lösung hat, wenn die Determinante der Koeffizientenmatrix $\det(\mathbf{J}) \neq 0$ ist. In diesem Fall ist das Übertragungsverhalten des Mechanismus eindeutig bestimmt (regulär) und der Mechanismus kann in beiden Richtungen Kräfte und Bewegungen übertragen. Wenn die Determinante der Koeffizientenmatrix verschwindet kann eine Variable in der Lösung frei gewählt werden und das Gleichungssystem besitzt unendlich viele Lösungen. Sobald

$$\det(\mathbf{J}) = 0 \quad (4.10)$$

bzw.

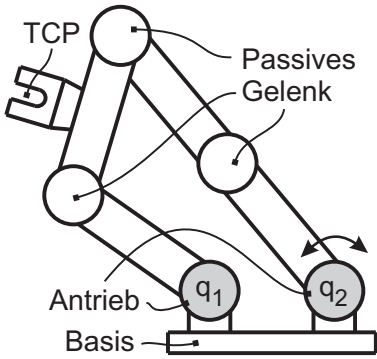
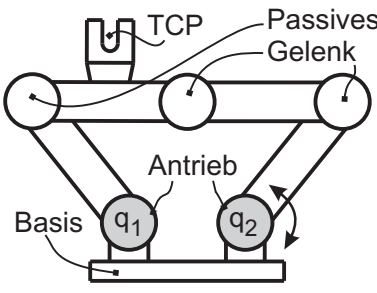
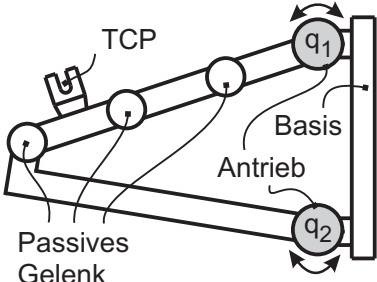
$$\det(\mathbf{J}^{-1}) = 0 \quad (4.11)$$

ist, folgt daraus, dass ein Aktorfreiheitsgrad bzw. ein TCP-Freiheitsgrad frei gewählt werden kann. Dies ist gleichbedeutend damit, dass von den Aktoren zum TCP oder vom TCP zu den Aktoren keine Kräfte von dem Mechanismus übertragen werden können. Die Stellungen, in denen die Determinante von \mathbf{J} bzw. \mathbf{J}^{-1} zu Null wird, bezeichnet man als singulär.

[57] und [60] unterscheiden bei parallelkinematischen Mechanismen Singularitäten der ersten, zweiten und dritten Art, in denen keine Bewegungsübertragung, keine Kraftübertragung oder beides nicht möglich ist. Tabelle 4.1 gibt einen Überblick über die verschiedenen Typen von Singularitäten.

Für die Auslegung von parallelkinematischen Mechanismen ist es vorteilhaft, wenn der Arbeitsraum so gewählt ist, dass die Singularitäten außerhalb liegen. Die analytische Berechnung von $\det(\mathbf{J})$ und die Bestimmung ihrer Nullstellen wird in der Praxis nur bei besonders einfachen Mechanismen angewendet, da die Determinante bei Systemen mit mehreren Freiheitsgraden schnell unübersichtlich groß wird. Die Suche nach Nullstellen von $\det(\mathbf{J})$ muss daher in vielen Fällen numerisch geschehen. Eine Methode zur numerischen Singularitätsdetektion befindet sich in [101].

Tabelle 4.1.: Unterscheidung von Singularitäten bei parallelkinematischen Mechanismen

Beschreibung	$\det(\mathbf{J})$, $\det(\mathbf{J}^{-1})$	Beispiel
<p>Singularität der ersten Art.</p> <p>Eine Bewegung des Antriebs q_2 wird nicht auf den TCP übertragen. Das Antriebsmoment von q_2 wird bei idealer Betrachtung in eine unendlich hohe Kraft am TCP übertragen.</p>	$\det(\mathbf{J}) = 0$	
<p>Singularität der zweiten Art.</p> <p>Das Moment von q_2 und q_3 wird nicht auf den TCP übertragen. Der Mechanismus ist bezüglich der Antriebe in einer Klemmlage. Das Antriebsmoment der Antriebe wird nicht auf den TCP übertragen und dieser kann in einer Richtung keine Kräfte aufnehmen.</p>	$\det(\mathbf{J}^{-1}) = 0$	
<p>Singularität der dritten Art.</p> <p>Kombination aus Singularität der ersten und zweiten Art.</p>	$\det(\mathbf{J}) = 0$, $\det(\mathbf{J}^{-1}) = 0$	

Wenn die Bewegung des TCP in mehr Freiheitsgraden beschrieben wird, als Antriebe vorhanden sind, oder wenn ein Mechanismus mehr Antriebe enthält als TCP-Freiheitsgrade (redundante Antriebe), dann ist die JACOBI-Matrix nicht mehr quadratisch und es kann keine Determinante mehr berechnet werden. Hier bieten sich die Singulärwerte zur Beurteilung von \mathbf{J} an. In der Praxis der Beurteilung und der Optimierung von parallelkinematischen Mechanismen hat sich die Verwendung von Singulärwerten durchgesetzt [102]. Eine ausführliche Beschreibung der Singulärwerte befindet sich im Kapitel 5.2.

MERLET beschreibt in [103] zusammenfassend die Notwendigkeit der unterschiedlichen kinematischen Berechnungen:

- Das inverskinematische Problem (4.2) ist die Basis für einen Regler eines Roboters. Es

muss mindestens bekannt sein und lässt sich für einen parallelkinematischen Roboter auch analytisch berechnen.

- Die Notwendigkeit der Berechnung des vorwärtskinematischen Problems (4.1) ist in der Praxis umstritten. Ein Regler lässt sich mit dem inverskinematischen Problem realisieren. Das vorwärtskinematische Problem kann z.B. bei Geschwindigkeitsreglern hilfreich sein. Zusätzlich kann es während der Auslegung von Strukturen für Simulationen (z.B. Arbeitsraumanalyse) dienen. Die Lösung des vorwärtskinematischen Problems für einen parallelkinematischen Mechanismus kann oftmals nicht analytisch gefunden werden und hat viele Lösungen.
- Die Berechnung der JACOBI-Matrix und der inversen JACOBI-Matrix in den Gleichungen (4.8) und (4.9) dienen vor allem der Berechnung des statischen Verhaltens eines Manipulators, indem das Kraftübertragungsverhalten analysiert wird.

4.2. Vorgehen zur Berechnung der Inverskinematik

Die Inverskinematik ist, wie in Kapitel 4.1 erläutert, die Basis für die Ansteuerung des Mechanismus. Die Inverskinematik eines parallelkinematischen Mechanismus wird im Allgemeinen dadurch gelöst, dass von der Basis über eine kinematische Kette i zum TCP ein geschlossener Vektorzug gebildet wird (siehe Abbildung 4.2). Diese Gleichung wird dann nach der Antriebsstellung q_i des in der Kette enthaltenen Antriebs aufgelöst, wobei die Stellung aller passiven Gelenke in der betrachteten kinematischen Kette nicht mehr in der Gleichung auftauchen dürfen. Wird dieses Vorgehen bei jeder kinematischen Kette wiederholt, dann erhält man die Inverskinematik.

Das Beispiel aus Abbildung 4.2 verdeutlicht die Vorgehensweise. Der Mechanismus wird durch zwei Linearantriebe (q_1 und q_2) bewegt. Auf der rechten Seite ist eine Parallelschwinge angeordnet, die eine Verdrehung des TCP verhindert. Der Mechanismus ist daher in zwei Freiheitsgraden bewegbar. Die geschlossenen Vektorzüge verlaufen hier von dem gestellfesten Koordinatensystem $\{0\}$ über das TCP-Koordinatensystem $\{T\}$ und die Streben des Mechanismus.

In diesem Beispiel ergibt sich die Inverskinematik auf einfache Weise, da die Werkzeugplattform nicht rotiert und die Bewegung in kartesischen Koordinaten ausgedrückt werden kann. Die Lösung ergibt sich hier zu:

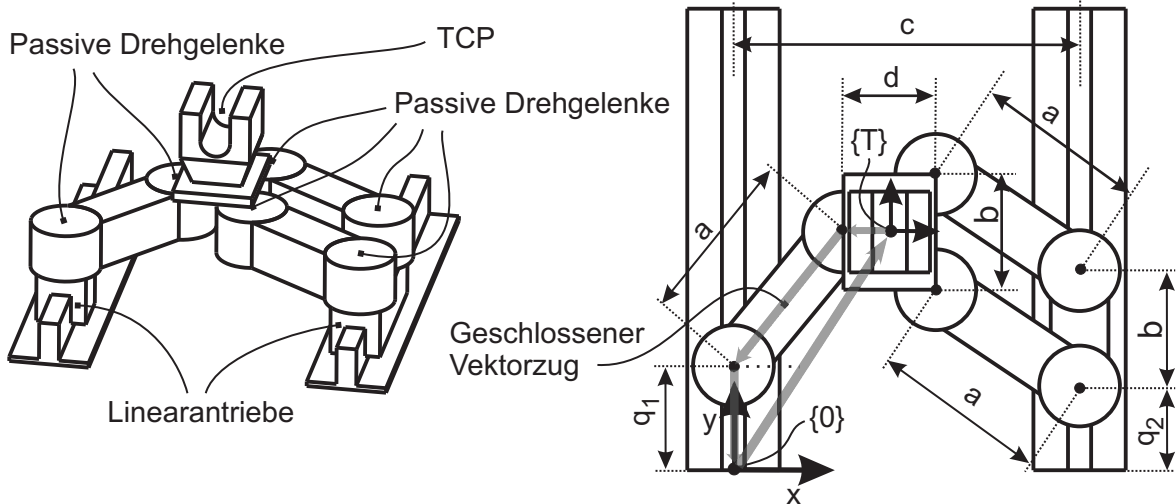


Abbildung 4.2.: Lösung der Inverskinematik bei parallelkinematischen Mechanismen. Unabhängig voneinander werden über jede kinematische Kette geschlossene Vektorzüge gebildet, die nach den Antriebsstellungen aufgelöst werden.

$$\begin{aligned} q_1 &= y - a \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x - \frac{d}{2}}{a} \right)^2} \\ q_2 &= y - a \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{c - \frac{d}{2} - x}{a} \right)^2} - \frac{b}{2} \end{aligned} \quad (4.12)$$

Numerischer Ansatz zur Berechnung der Inverskinematik

Der in Kapitel 3.3 entwickelte Mechanismus enthält überwiegend Gelenke mit einem Freiheitsgrad. Diese sind über den gesamten Mechanismus verteilt. Drei der kinematischen Ketten enthalten sechs Freiheitsgrade und eine kinematische Kette enthält vier Freiheitsgrade. Die inverskinematische Berechnung wird mit der oben beschriebenen Methode analytisch sehr aufwendig. Die Komplexität liegt in der Berechnung der Inverskinematik einer seriellen Kette mit sechs Freiheitsgraden. Bei zwei der kinematischen Ketten handelt es sich um serielle Ketten mit einem prismatischen und fünf Rotationsgelenken (5R,P-Manipulator). Wenn die Vorwärtskinematik mit der Methode der DENAVIT-HARTENBERG-Parameter (siehe Abschnitt 4.3.3) gelöst wird, dann besteht die Lösung aus einer Multiplikation von 6 Matrizen von Typ 4×4 . Die einzelnen Terme in der gesamten Transformationsmatrix zur Berechnung des TCP-Koordinatensystems enthalten rund 160 Summanden, 570 Produkte und 570 Winkelfunktionen. Die Inverskinematik der einzelnen Kette, die auch zur Lösung der gesamten Inverskinematik des parallelen Manipulators benötigt wird, ist die Umkehrfunktion dieser

Transformationsmatrix.

Die numerischen Berechnungen der Inverskinematik von seriellen Mechanismen ist eine durchaus gängige Methode [104], [105] und wird vor allem bei komplexen Mechanismen oder rekonfigurierbaren Mechanismen angewendet [106]. Bei parallelkinematischen Mechanismen wird das vorwärtskinematische Problem oft numerisch gelöst [107], [108], da es analytisch nur schwer oder gar nicht bestimmbar ist. Bei dem betrachteten Mechanismus ist die Vorwärtskinematik mindestens ebenso komplex wie bei gängigen parallelkinematischen Manipulatoren; die Inverskinematik wird hier jedoch durch das Verteilen der Freiheitsgrade in Gelenke mit je einem Freiheitsgrad ebenfalls sehr aufwändig.

In [109] wird eine Vorgehensweise zur analytischen Berechnung eines beliebigen 5R,P-Manipulators vorgestellt. Die analytische Berechnung der Inverskinematik des gesamten Mechanismus ist daher möglich. Sie bleibt jedoch sehr aufwendig und muss für eine neue Anordnung von Streben und Gelenken wieder neu berechnet werden. Im Folgenden wird daher eine allgemeine Methode vorgeschlagen, mit der die Lösung der Inverskinematik eines parallelen Manipulators numerisch in Echtzeit durchgeführt werden kann. Das numerische Lösungsverfahren hat gegenüber einem analytischen Verfahren zudem den Vorteil, dass es ohne Änderung auf eine große Klasse von Mechanismen angewendet werden kann. Es müssen lediglich die seriellen kinematischen Ketten des Mechanismus in Form von DENAVIT-HARTENBERG-Parametern beschrieben sein.

In dem Kapitel 3.3.1 wurde die Bedienung des Manipulators vorgestellt. Der Manipulator besitzt nur vier Freiheitsgrade, aber der TCP rotiert und bewegt sich im Raum. Die Freiheitsgrade des Manipulators entsprechen nicht kartesischen Koordinaten. Um eine Lösung für die Inverskinematik zu garantieren, muss die gewünschte TCP-Position und -Orientierung den Restriktionen der Hauptkette genügen. Daher wird die gewünschte TCP-Position und -Orientierung durch die Hauptkette vom Bediener eingestellt. Der Mechanismus ist so entworfen, dass eine zusammengesetzte Konfiguration im gesamten Arbeitsraum existiert. Mit der Berechnung einer zusammengesetzten Konfiguration wird die Stellung jedes einzelnen Gelenks (also auch jedes Antriebs) im Mechanismus ermittelt. Damit ist die Inverskinematik vollständig bestimmt. Die Berechnung der Inverskinematik ist in Abbildung 4.3 verdeutlicht. Ein Näherungsalgorithmus „zieht“ die Nebenketten schrittweise in Richtung der Hauptkette um eine zusammengesetzte Konfiguration zu erreichen.

Für die eigentliche numerische Näherung wird ein NEWTON-Näherungsverfahren (Abschnitt 4.3.1) eingesetzt; Abbildung 4.4 zeigt die Vorgehensweise. Die Hauptkette legt mit $h(q_1, \theta_1, \theta_2, \theta_2)$ einen Punkt im Raum fest, den die dargestellte Nebenkette erreichen soll. Ihr Endpunkt wird durch die Funktion $g(q_3, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5)$ bestimmt. g ist die Vorwärtskinematik der Nebenkette. Sie ist von sechs Variablen abhängig, da die Kette sechs Frei-

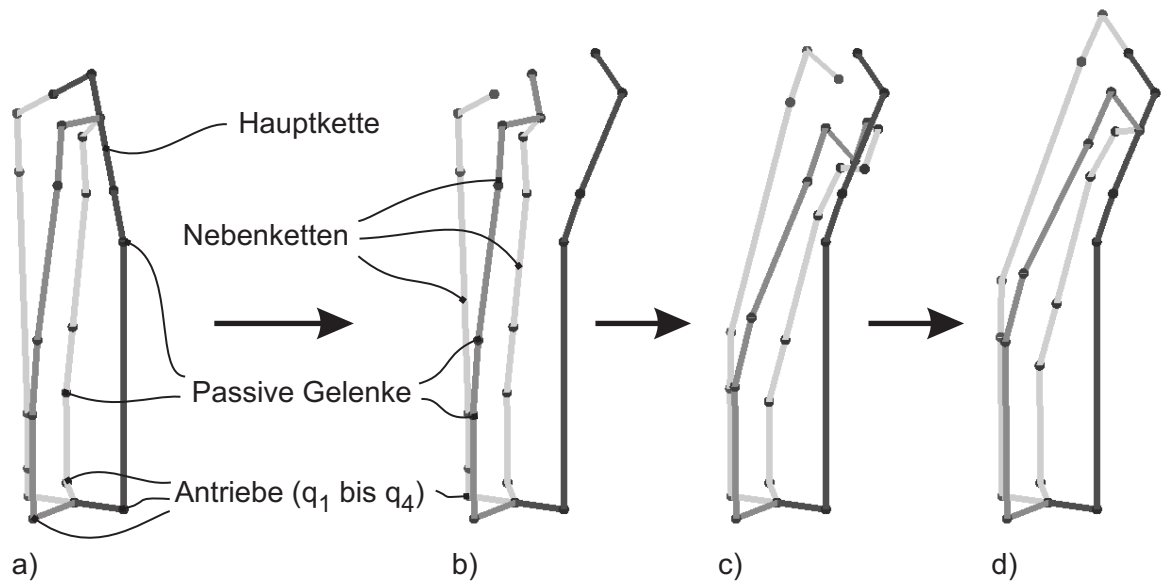


Abbildung 4.3.: Aufeinanderfolgende Schritte der numerischen Lösung. Ausgehend von einer zusammengesetzten Konfiguration (a) wird die Hauptkette im Raum neu positioniert (b). Die folgenden Näherungsschritte (exemplarisch: c) führen zu einer neuen zusammengesetzten Konfiguration d), die alle Gelenkstellungen enthält.

heitsgrade (Den Antrieb q_3 und fünf passive Drehgelenke φ_1 bis φ_5) enthält. Der Abstand $g(q_3, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5) - h(q_1, \theta_1, \theta_2, \theta_3)$ ist durch das NEWTON-Verfahren zu minimieren.

Im praktischen Betrieb des Mechanismus wird die Hauptkette ständig bewegt; die Näherung geschieht demnach auch laufend. Die Nebenketten werden durch die Näherung auf der Hauptkettenbahn „mitgezogen“. Bei kontinuierlicher Bewegung bewegt sich die Hauptkette zwischen zwei Berechnungen nicht sehr weit. Wenn man in Betracht zieht, dass ein chirurgisches Werkzeug mit einer Geschwindigkeit von wenigen cm/s bewegt wird (Kapitel 3.1.2) und eine Näherung in wenigen ms geschieht (Kapitel 4.5), dann bewegt sich der TCP

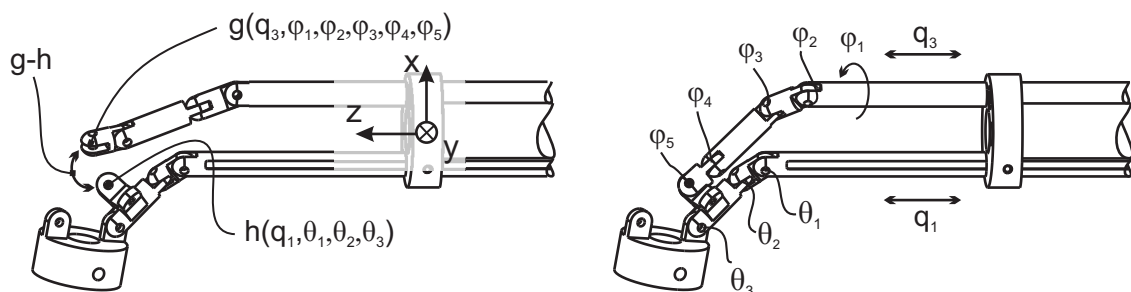


Abbildung 4.4.: Numerische Lösung der Inverskinematik bei dem entworfenen Mechanismus. Die Lage und Orientierung des Tool"Centre"Point wird über die Gelenke der Hauptkette (q_1 , θ_1 , θ_2 und θ_3) festgelegt. Der Abstand ($g - h$) wird numerisch minimiert, bis eine zusammengesetzte Konfiguration erreicht ist. In dem Beispiel kann so die Stellung des Antriebs q_3 ermittelt werden.

zwischen zwei Berechnungen im Bereich von 1/100 mm. Für eine neue numerische Lösung steht daher mit der vorherigen Mechanismus-Stellung ein sehr guter Startwert für die nächste Näherung zur Verfügung.

4.3. Mathematische und kinematische Grundlagen

In diesem Kapitel werden die Grundlagen für eine numerische Berechnung erläutert. Hierzu zählen als mathematische Grundlage das NEWTON-Näherungsverfahren, um die eigentlichen Näherungsschritte durchzuführen und homogene Koordinatentransformationen, um Drehungen und Verschiebungen von Starrkörpern im Raum zu beschreiben. Einen Formalismus zur Anwendung von homogenen Koordinatentransformationen auf beliebige kinematische Ketten bietet die Methode der DENAVIT-HARTENBERG-Parameter. Schließlich wird eine Methode zur Berechnung der JACOBI-Matrix von seriellen kinematischen Ketten vorgestellt, da für das NEWTON-Näherungsverfahren die JACOBI-Matrix der Funktion benötigt wird, die schrittweise angenähert wird.

4.3.1. NEWTON-Näherungsverfahren

Wie in Abschnitt 4.2 bereits verdeutlicht, wird zur numerischen Berechnung der Inverskinematik ein NEWTON-Näherungsverfahren verwendet [110], [111]. Dieses Verfahren dient der schrittweisen Annäherung einer Funktion f an eine Nullstelle $(x_n, 0)$. Bei Funktionen von einer Veränderlichen x wird beginnend bei einem Startwert x_i ein Näherungsschritt durch

$$x_{i+1} = x_i - \frac{f(x_i)}{f'(x_i)}, \quad i = 0, 1, 2, \dots \quad (4.13)$$

berechnet. x_{i+1} nähert x_n bereits besser an als x_i . Ein Abbruch kann geschehen, wenn $\Delta x = x_{i+1} - x_i < \varepsilon$, oder der Funktionswert $f(x) < \varepsilon$ wird.

Eigenschaften des NEWTON-Näherungsverfahrens:

- Die gefundene Nullstelle ist, wie bei anderen numerischen Verfahren auch, abhängig von dem gewählten Startwert. Wenn der Startwert zu weit von der gesuchten Nullstelle entfernt liegt, dann konvergiert die Reihe möglicherweise gegen eine andere Nullstelle oder divergiert. Bei der Anwendung auf die Inverskinematik von parallelkinematischen Mechanismen kann sich dies äußern, indem eine unerwünschte zusammengesetzte Konfiguration des Mechanismus gefunden wird, die z.B. jenseits von Singularitäten liegt, die den erwünschten Arbeitsraum einschließen.

- Das Verfahren wird unter anderem instabil, wenn $f'(x_i) = 0$.
- Für den Fall, dass $|f'(x_i)| < 1$, liegt x_{i+1} auf der anderen Seite der Nullstelle x_n .
- Bei Konvergenz des Verfahrens ist die Konvergenzgeschwindigkeit für einfache Nullstellen mindestens quadratisch. Bei mehrfachen Nullstellen ist das Verfahren immerhin noch linear konvergent [112]. Quadratische Konvergenz bedeutet, dass ab einem Schritt i gilt:

$$\|x_{i+1} - x_n\| \leq C \|x_i - x_n\|^2 \quad \text{mit } 0 \leq C$$

Beispiel: Für $C = 1$ ergibt sich ab $\Delta x_i = \|x_i - x_n\| = 10^{-1}$:
 $\Delta x_{i+1} = 10^{-2}$, $\Delta x_{i+2} = 10^{-4}$, $\Delta x_{i+3} = 10^{-8}$ usw.

Lineare Konvergenz liegt vor, wenn ab einem Schritt i gilt:

$$\|x_{i+1} - x_n\| \leq C \|x_i - x_n\| \quad \text{mit } 0 \leq C < 1$$

Beispiel: Für $C = 0,1$ ergibt sich ab $\Delta x_i = \|x_i - x_n\| = 10^{-1}$:
 $\Delta x_{i+1} = 10^{-2}$, $\Delta x_{i+2} = 10^{-3}$, $\Delta x_{i+3} = 10^{-4}$ usw.

Übergang zum Mehrdimensionalen

In dem vorgestellten Verfahren zur Lösung der Inverskinematik soll das Ende einer seriellen kinematischen Kette gegen ein raumfestes Koordinatensystem konvergieren (Abschnitt 4.2). Die zu nähernden Funktionen sind Funktionen aus dem \mathbb{R}^n in den \mathbb{R}^6 . Der NEWTON-Näherungsschritt muss daher hier in der Form

$$\mathbf{x}_{n+1} = \mathbf{x}_n - \mathbf{J}^{-1} \cdot f(\mathbf{x}_n) \quad (4.14)$$

verwendet werden [112], [111]. Hierbei ist \mathbf{J}^{-1} die Inverse der JACOBI-Matrix $\mathbf{J} = (\partial f(\mathbf{x}) / \partial \mathbf{x})$. Sie enthält die Linearisierung der Funktion $f(\mathbf{x})$ nach allen x_i . Da die Inversion der Matrix \mathbf{J} numerisch aufwendig und ggf. instabil ist, wird für Gleichung (4.14) zu dem linearen Gleichungssystem

$$\mathbf{J} \cdot \Delta \mathbf{x} = -f(\mathbf{x}_n) \quad (4.15)$$

umgestellt. Falls die Matrix \mathbf{J} nichtsingulär ist, kann das lineare Gleichungssystem z.B. mittels eines GAUSS-Verfahrens gelöst und damit der Näherungsschritt $\Delta \mathbf{x}$ berechnet werden.

4.3.2. Homogene Koordinatentransformationen

Um Berechnungen in Starrkörpermechanismen durchzuführen ist es nötig, Rotationen und Translationen im Raum durchzuführen, mit denen starrkörperfeste Koordinatensysteme transformiert werden können.

Rotationen eines durch einen Vektor \mathbf{x} beschriebenen Punkt um die Achsen eines Koordinatensystems können allgemein durch Skalarmultiplikation mit einer 3×3 -Rotationsmatrix \mathbf{R} ausgedrückt werden. Es ergibt sich der neue Vektor \mathbf{x}'

$$\mathbf{x}' = \mathbf{R} \cdot \mathbf{x} \quad (4.16)$$

Eine folgende Translation wird durch Addition eines Vektors \mathbf{t} durchgeführt:

$$\mathbf{x}'' = \mathbf{x}' + \mathbf{t} \quad (4.17)$$

Eine Bewegung (oder Koordinatentransformation) im Raum kann durch kombinierte Ausführung der Gleichungen (4.16) und (4.17) durchgeführt werden. Es ergibt sich

$$\mathbf{x}'' = \mathbf{R} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{t}. \quad (4.18)$$

Für die Übersichtlichkeit der Berechnungen in der Robotik ist es vorteilhaft, wenn Rotationen und Translationen durch eine einzelne Skalarmultiplikation mit einer homogenen Transformationsmatrix durchgeführt werden. Die homogene Koordinatentransformation wird durch die Matrix \mathbf{T}

$$\mathbf{T} = \begin{pmatrix} \mathbf{R} & \mathbf{t} \\ 0 & 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R_{1,1} & R_{1,2} & R_{1,3} & t_1 \\ R_{2,1} & R_{2,2} & R_{2,3} & t_2 \\ R_{3,1} & R_{3,2} & R_{3,3} & t_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4.19)$$

beschrieben [98]. Mit homogenen Transformationsmatrizen lassen sich nach [100] im Allgemeinen auf einfache Weise Rotationen, Translationen, Skalierungen und perspektivische Transformationen beschreiben. Für die Anwendungen in der Robotik verwendet man jedoch den Spezialfall der homogenen Transformationsmatrix nach Gleichung (4.19). Sie bildet lediglich Rotationen und Translationen ab. Dieser Spezialfall zeichnet sich durch die letzte Zeile der Matrix aus. Sie bewirkt, dass sich in dem Ergebnis bei einer Multiplikation mit \mathbf{T} die Translation und die Rotation nicht vermischen.

Die folgende skalare Multiplikation einer homogenen Transformationsmatrix T mit einem Vektor in homogenen Koordinaten x_{homogen} verdeutlicht, dass eine Matrix nach Gleichung

chung (4.19) getrennte Rotationen und Translationen bewirkt und zum selben Ergebnis wie Gleichung (4.18) führt.

$$\mathbf{T} \cdot \mathbf{x}_{homogen} = \mathbf{T} \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{x} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{R} & \mathbf{t} \\ \mathbf{0} & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{x} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{R} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{t} \cdot 1 \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{x}'' \\ 1 \end{pmatrix} \quad (4.20)$$

Anmerkungen:

- Für eine Multiplikation mit einer 4×4 -Matrix müssen die Vektoren vom Typ 4×1 sein. Daher sind homogene Vektoren von der Form $\mathbf{x}_{homogen} = (\mathbf{x}, 1)^T = (x, y, z, 1)^T$.
- Matrizenmultiplikationen sind assoziativ, jedoch nicht kommutativ. Die Reihenfolge mehrerer Multiplikationen ist im Folgenden entscheidend für die Berechnung der Vorwärtskinematik.

4.3.3. Methode der DENAVIT-HARTENBERG-Parameter

Für eine numerische Berechnung der Inverskinematik eines parallelen Mechanismus wird die Vorwärtskinematik einer seriellen kinematischen Kette benötigt (Abschnitt 4.2). Diese kann mit Hilfe der Methode der DENAVIT-HARTENBERG-Parameter berechnet werden [100]. Diese Methode basiert darauf, Koordinatensysteme nach bestimmten Regeln in die Gelenke der seriellen Kette zu legen, um dann sukzessive durch Multiplikation mit einer homogenen Koordinatentransformation die Koordinaten eines Gliedes auf das jeweils vorherige zu beziehen. Wenn man auf diese Weise entlang der gesamten Kette wandert, dann kennt man die kinematische Beziehung des TCP bezogen auf die Basis in Abhängigkeit der Gelenkstellungen und damit die Vorwärtskinematik.

Durch die Konventionen, nach denen die Koordinatensysteme in die Gelenke gelegt werden, ist es immer möglich eine einzelne Transformationsmatrix durch die vier Parameter θ , d , a und α , die DENAVIT-HARTENBERG-Parameter, auszudrücken. Abbildung 4.5 verdeutlicht anhand eines allgemeinen Gliedes, an dessen Ende sich zwei Gelenke befinden, die Bedeutung der vier Parameter.

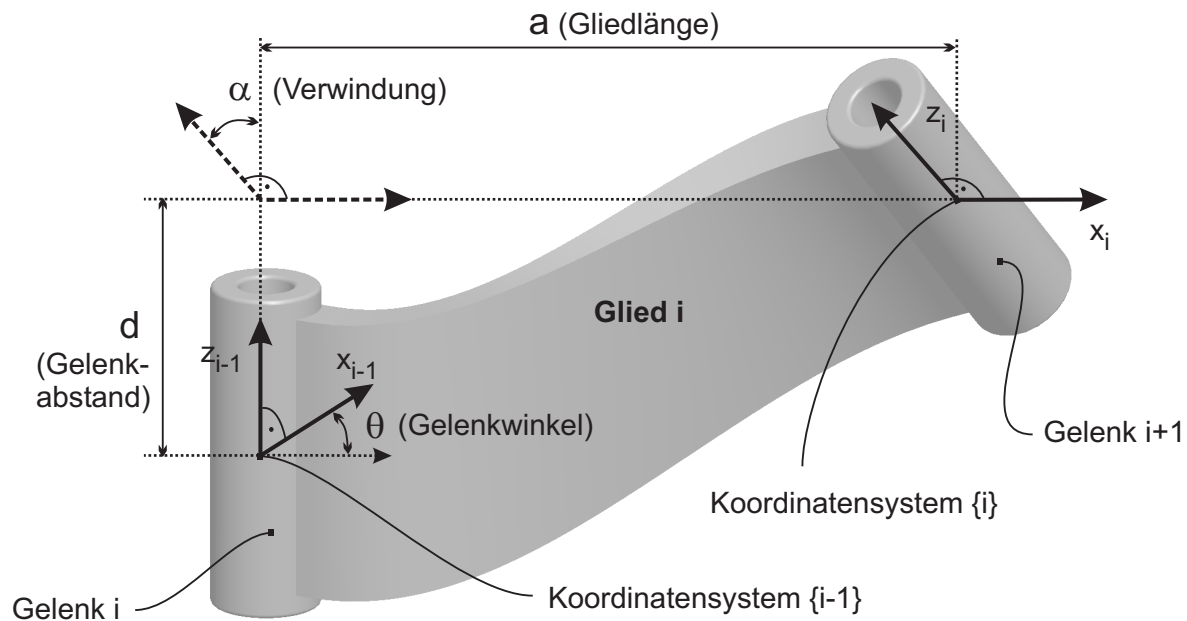


Abbildung 4.5.: DENEVIT-HARTENBERG-Parameter eines einzelnen Gliedes. Ein Koordinatensystem $\{i\}$ liegt am Ende eines Gliedes i , ($i = 0 \dots n$). Glied 0 bezeichnet die Basis und Glied n bezeichnet die Tool Plattform. Wenn die z -Achsen in den Gelenkachsen liegen, und die x_i -Achsen senkrecht auf den z_{i-1} -Achsen stehen, dann kann eine einzelne Koordinatentransformation zwischen $\{i-1\}$ und $\{i\}$ durch die folgenden vier DENEVIT-HARTENBERG-Parameter beschrieben werden:

θ = Rotation um z_{i-1} (Gelenkwinkel)
 d = Verschiebung entlang z_{i-1} (Gelenk-Abstand)
 α = Rotation um x_i (Verwindung)
 a = Verschiebung entlang x_i (Gliedlänge)

Die Konventionen, nach denen die Koordinatensysteme in den seriellen Mechanismus gelegt werden, sind im einzelnen:

- Ein Koordinatensystem $\{i\}$ liegt am Ende eines Gliedes i , ($i = 0 \dots n$). Glied 0 bezeichnet die Basis und Glied n bezeichnet die Tool Plattform. Es gibt $n - 1$ Gelenke, die von der Basis aus beginnend mit 1 nummeriert werden.
- Die z -Achsen liegen in Gelenkachsenrichtung (Schub- oder Drehachse). Das Koordinatensystem $\{i-1\}$ liegt in Gelenk i .
- Die x_i -Achse steht senkrecht auf der z_{i-1} -Achse.

Ein nachfolgendes Koordinatensystem $\{i\}$ ergibt sich dann aus dem vorherigen $\{i-1\}$ durch die folgenden vier Veränderungen:

- Rotation θ um die z_{i-1} -Achse (Drehungen nach „Korkenzieherregel“, also im Uhrzeigersinn, wenn man entlang der Drehachse schaut): Gelenkwinkel

- Verschiebung d entlang der z_{i-1} -Achse: Gelenkabstand
- Verschiebung a entlang der x_i -Achse: Gliedlänge
- Drehung α um die x_i -Achse („Korkenzieherregel“): Verwindung

Eine homogene Koordinatentransformation \mathbf{T}_i , $i = 0 \dots n$ (Abschnitt 4.3.2), die diese vier Parameter beinhaltet, überführt durch skalare Multiplikation $\{i-1\}$ -Koordinaten in $\{i\}$ -Koordinaten. Sie beinhaltet die zugehörigen DENAVIT-HARTENBERG-Parameter und ist von der Form:

$$\mathbf{T}_i = \begin{pmatrix} \cos(\theta_i) & -\sin(\theta_i) \cdot \cos(\alpha_i) & \sin(\theta_i) \cdot \sin(\alpha_i) & a \cdot \cos(\theta_i) \\ \sin(\theta_i) & \cos(\theta_i) \cdot \cos(\alpha_i) & -\cos(\theta_i) \cdot \sin(\alpha_i) & a \cdot \sin(\theta_i) \\ 0 & \sin(\alpha_i) & \cos(\alpha_i) & d \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4.21)$$

Die Gesamttransformation \mathbf{T}_{ges} von TCP-Koordinaten in Basiskoordinaten berechnet sich durch

$$\mathbf{T}_{ges} = \mathbf{T}_n \cdot \dots \cdot \mathbf{T}_i \cdot \dots \cdot \mathbf{T}_1. \quad (4.22)$$

Sie überführt einen Vektor in Basiskoordinaten \mathbf{p}_0 in TCP-Koordinaten \mathbf{p}_{TCP} :

$$\mathbf{p}_{TCP} = \mathbf{T}_{ges} \cdot \mathbf{p}_0 \quad (4.23)$$

und entspricht damit der Vorwärtskinematik. Ein Beispiel für die Berechnung der vorwärtskinematischen Berechnung eines seriellen Mechanismus mittels der DENAVIT-HARTENBERG-Methode befindet sich in Anhang A

Die Matrix \mathbf{T}_{ges} ist abhängig von jedem DENAVIT-HARTENBERG-Parametersatz. Sie entspricht der Hintereinanderausführung von $n+1$ Transformationen im Raum und enthält den Zusammenhang zwischen dem TCP-Koordinatensystem und dem Basiskoordinatensystem. Dieser Zusammenhang ist durch drei translatorische und drei rotatorische Freiheitsgrade vollständig beschrieben. T_{ges} ist daher z.B. von der Form [100]:

$$\mathbf{T}_{ges} = \begin{pmatrix} \cos\alpha\cos\beta & \cos\alpha\sin\beta\sin\gamma - \sin\alpha\cos\gamma & \cos\alpha\sin\beta\cos\gamma + \sin\alpha\sin\gamma & x \\ \sin\alpha\cos\beta & \sin\alpha\sin\beta\sin\gamma + \cos\alpha\cos\gamma & \sin\alpha\sin\beta\cos\gamma - \cos\alpha\sin\gamma & y \\ -\sin\beta & \cos\beta\sin\gamma & \cos\beta\cos\gamma & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4.24)$$

Hierbei sind x , y und z die kartesischen Koordinaten des TCP, bezogen auf das Ursprungs-koordinatensystem. γ , β und α entsprechen dem Roll-, Nick- und Gierwinkel, also einer Rotation um die x -Achse (rollen, γ), einer Rotation um die neue (verdrehte) y -Achse (nicken, β) und schließlich einer Rotation um die resultierende z -Achse (gieren, α). Sie können durch einfache Berechnungen aus der Matrix wieder extrahiert werden [100]. Anstelle von Gier- Nick- und Rollwinkel können selbstverständlich auch andere Konventionen von Eulerwinkeln zugrunde gelegt werden. Dann ändert sich die Interpretation der Matrix \mathbf{T}_{ges} .

4.3.4. JACOBI-Matrix der Vorwärtskinematik einer seriellen kinematischen Kette

Zusätzlich zu der Vorwärtskinematik einer seriellen kinematischen Kette wird für die NEWTON-Näherung die JACOBI-Matrix der zu nähernden Funktion (hier der Vorwärtskinematik einer seriellen Kette) benötigt (siehe Abschnitt 4.3.1). In einigen Näherungsverfahren wird eine Näherung der JACOBI-Matrix durch Annäherung der Steigung mittels dicht beieinander liegender Funktionswerte verwendet. Hier wird jedoch eine analytische Berechnung vorgezogen, weil sich die JACOBI-Matrix einfach durch die Produktregel aus der Multiplikation der DENAVIT-HARTENBERG-Matrizen ableiten lässt. Ziel ist die Berechnung von

$$\mathbf{J} = \left(\frac{\partial \mathbf{T}_{ges}}{\partial \mathbf{q}} \right) \quad (4.25)$$

wobei \mathbf{T}_{ges} die homogene Koordinatentransformation der Vorwärtskinematik der Kette ist. \mathbf{q} enthält die variablen DENAVIT-HARTENBERG-Parameter, also diejenigen Parameter, die eine Gelenkachse beschreiben (siehe Beispiel in Abbildung A.1). Da laut Konvention die z -Achsen der Koordinatensysteme in die Gelenkachsen gelegt werden, kommen als variable Parameter nur θ oder d in Frage.

Aus Abschnitt 4.3.3 ist bekannt, dass sich \mathbf{T}_{ges} durch

$$\mathbf{T}_{ges} = \mathbf{T}_n \cdot \dots \cdot \mathbf{T}_1 \quad (4.26)$$

berechnet, wobei \mathbf{T}_i , $i = 0..n$ die Transformation von Koordinatensystem $i - 1$ nach i ist. Die Ableitung des Produkts nach einem variablen Parameter q_j berechnet sich nach Produktregel

$$\begin{aligned}
 \frac{d\mathbf{T}_{ges}}{dq_j} &= \frac{d\mathbf{T}_n}{dq_j} \cdot \mathbf{T}_{n-1} \cdot \dots \cdot \mathbf{T}_1 + \dots + \\
 &\quad \mathbf{T}_n \cdot \dots \cdot \mathbf{T}_{j+1} \cdot \frac{d\mathbf{T}_j}{dq_j} \cdot \mathbf{T}_{j-1} \cdot \dots \cdot \mathbf{T}_1 + \dots + \\
 &\quad \mathbf{T}_n \cdot \dots \cdot \mathbf{T}_1 \cdot \frac{d\mathbf{T}_1}{dq_j}
 \end{aligned} \tag{4.27}$$

Da alle Transformationsmatrizen bis auf eine unabhängig von q_j sind, vereinfacht sich Gleichung (4.27). Wenn das Gelenk q_j in der Matrix \mathbf{T}_j enthalten ist, dann folgt

$$\frac{d\mathbf{T}_{ges}}{dq_j} = \underbrace{\mathbf{T}_n \cdot \dots \cdot \mathbf{T}_{j+1}}_a \cdot \frac{d\mathbf{T}_j}{dq_j} \cdot \underbrace{\mathbf{T}_{j-1} \cdot \dots \cdot \mathbf{T}_1}_b. \tag{4.28}$$

Die Terme a und b entsprechen den Transformationen der Teilstücke der seriellen Kette vor und nach dem betrachteten Gelenk q_j . Die gesamte JACOBI-Matrix \mathbf{J} erhält man nun durch wiederholtes Berechnen von $d\mathbf{T}_{ges}/dq_j$ für alle q_j .

Zur einfachen Berechnung von Gleichung (4.28) folgt nun noch eine Betrachtung von $d\mathbf{T}_j/dq_j$. Da alle Transformationsmatrizen \mathbf{T}_j nach DENAVIT-HARTENBERG-Konvention aufgebaut sind, gibt es nur die zwei variablen Parameter θ und d . Diese bezeichnen eine Veränderung in z-Achsen-Richtung. Nach den Konventionen liegen die z-Achsen der Koordinatensysteme in den Gelenkachsen. Dies gilt für Drehgelenke und Schubgelenke. Die Parameter a und α hingegen sind geometrieabhängige Konstanten. Sie bezeichnen die Verwindung und die Länge eines Gliedes und liegen nach Konvention nicht in Richtung einer beweglichen Achse. In Gleichung (4.28) gibt es daher lediglich zwei Typen von Matrizen $d\mathbf{T}_j/dq_j$:

$$\begin{aligned}
 \mathbf{J}_\theta &= \frac{d\mathbf{T}}{d\theta} = \begin{pmatrix} -\sin(\theta) & -\cos(\theta) \cdot \cos(\alpha) & \cos(\theta) \cdot \sin(\alpha) & -a \cdot \sin(\theta) \\ \cos(\theta) & -\sin(\theta) \cdot \cos(\alpha) & \sin(\theta) \cdot \sin(\alpha) & a \cdot \cos(\theta) \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \\
 \mathbf{J}_d &= \frac{d\mathbf{T}}{dd} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}
 \end{aligned} \tag{4.29}$$

Die Matrizen \mathbf{J}_θ und \mathbf{J}_d bezeichnen die jeweiligen Ableitungen einer DENAVIT-HARTEN-

BERG-Transformation (Gleichung (4.21)) nach θ oder d . Je nach dem, welcher Parameter die Stellung der (variablen) Gelenkachse bezeichnet, kann eine dieser Matrizen in der Berechnung von Gleichung (4.28) verwendet werden.

4.4. Vollständiger numerischer Algorithmus der Inverskinematik

Der Ablauf zur Annäherung einer Nebenkette an die Hauptkette teilt sich in die folgenden Schritte, die für jede Nebenkette ausgeführt werden müssen, bis eine komplette zusammengesetzte Konfiguration bekannt ist:

1. Berechnen der Position und Orientierung des Punkts auf der Hauptkette, an dem die Nebenkette mit der Hauptkette verbunden ist, mittels der Methode der DANA-VIT-HARTENBERG-Parameter. Die Transformation \mathbf{T}_H bezeichnet die zugehörige homogene Koordinatentransformation.
2. Berechnen der Vorwärtskinematik der Nebenkette mit der Methode der DANA-VIT-HARTENBERG-Parameter. Die Transformation \mathbf{T}_N bezeichnet die Koordinatentransformation der Nebenkette. Diese soll nun in Übereinstimmung mit der Transformation der Hauptkette gebracht werden.
3. Berechnen der JACOBI-Matrix der Nebenkette $\mathbf{J}_N = (\partial \mathbf{T}_N / \partial \mathbf{q}_N)$. \mathbf{q}_N bezeichnet die Gelenke der Nebenkette.
4. Berechnen des Abstands zwischen Haupt- und Nebenkette $\Delta \mathbf{T} = \mathbf{T}_H - \mathbf{T}_N$. Dies ist die zu minimierende Funktion.
5. NEWTON-Näherungsschritt nach Gleichung (4.15) zur Minimierung von $\Delta \mathbf{T}$. Die so errechneten Veränderungen der Gelenke der Nebenkette $\Delta \mathbf{q}_N$ werden direkt zu den DANA-VIT-HARTENBERG-Parametern der Nebenkette addiert. Im nächsten Näherungsschritt wird dann mit den veränderten Parametern gerechnet.
6. Berechnen des Abstands zwischen Haupt- und Nebenkette und Beurteilung der Fehlerquadratsumme $\sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^4 \Delta \mathbf{T}_{i,j}^2$
7. Beendigung der Näherung, wenn die Fehlerquadratsumme hinreichend klein ist.

Abbildung 4.6 zeigt diesen Ablauf als Flussdiagramm. Die Bestandteile der Berechnung wurden bereits in den Abschnitten 4.3.1 (NEWTON-Näherungsverfahren), 4.3.3 (DANA-VIT-HARTENBERG-Parameter) und 4.3.4 (JACOBI-Matrix) behandelt.

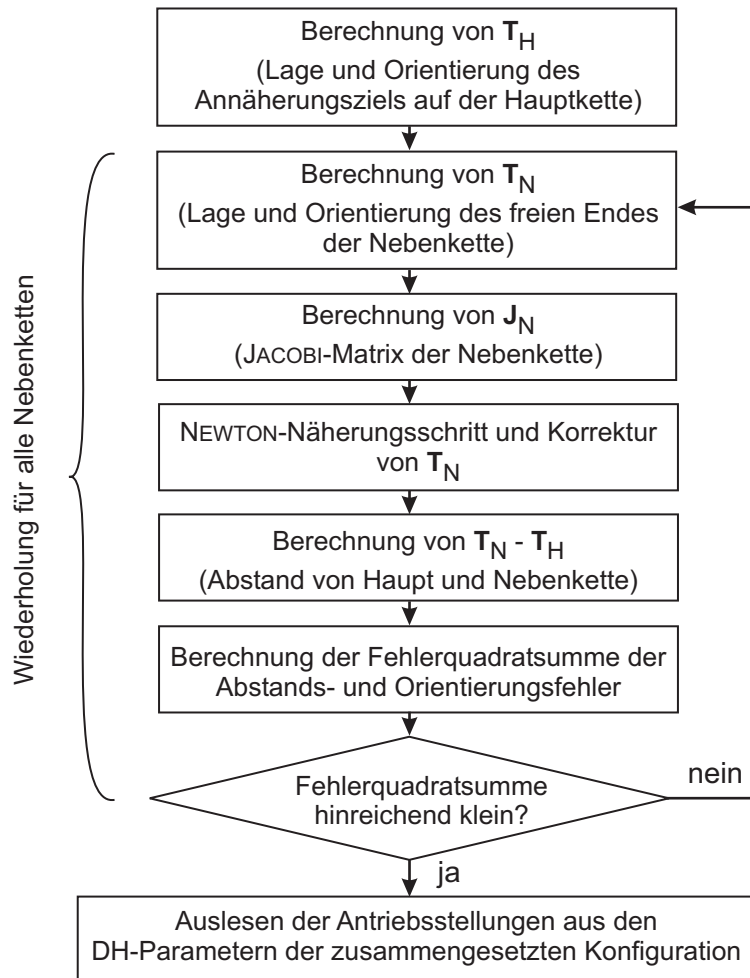


Abbildung 4.6.: Flussdiagramm des Näherungsalgorithmus zur Berechnung der Inverskinematik

4.5. Implementierung und Test der Inverskinematik

Der in den vorhergehenden Abschnitten beschriebene Lösungsalgorithmus wird als Fließkomma-Berechnung in der Programmiersprache LabViewTM und als Fixkomma-Berechnung in der Programmiersprache C implementiert und getestet. Die Implementierung in der Fließkomma-Berechnung bietet den Vorteil der sehr hohen Genauigkeit jeder einzelnen Berechnung. Die Implementierung als Fixkomma-Berechnung bietet die Möglichkeit, den Algorithmus auf Embedded-Hardware mit Fixpunkt-Arithmetik-Recheneinheiten, sowie im Ausblick auf FPGAs auszuführen.

4.5.1. Fließkomma-Berechnung

Zur Implementierung in den Regelkreis für die Positionierung der parallelkinematischen Instrumentenspitze (Kapitel 6.2) wird die vorgestellte numerische inverskinematische Berech-

nung in der Programmiersprache LabViewTM implementiert. Eine Abtastung des gesamten Arbeitsraums (siehe auch Kapitel 5.1) unter Veränderung der Hauptkettenwinkel in 4°-Schritten wird durchgeführt. Die Berechnung liefert mit der Abbruchbedingung der Fehlerquadratsumme von $\sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^4 \Delta \mathbf{T}_{i,j}^2 \leq 10^{-8}$ (siehe Seite 62) für jeden Abtastwert eine zusammengesetzte Konfiguration. Eine Berechnung dauert rund 2,3 ms bei Berechnung mit einem PC mit Intel[®] CoreTM2DUO 2 GHz CPU.

4.5.2. Fixpunkt-Berechnung

Die numerische inverskinematische Berechnung wird zusätzlich zu einer Fließkomma-Berechnung als Fixpunkt-Berechnung implementiert, um auf Digitalen-Signalprozessoren mit Fixpunkt-Arithmetik-Einheit lauffähig zu sein. Die Fixpunkt-Umsetzung bietet zusätzlich die Möglichkeit der späteren Umsetzung auf spezieller Hardware (z.B. FPGA), um die Rechengeschwindigkeit deutlich zu erhöhen. Ein entsprechender Vorschlag, die kinematischen Berechnungen auf spezialisierter Hardware zu implementieren wird in [103] gemacht. Eine effiziente Umsetzung von inverskinematischen Berechnungen serieller Mechanismen auf rekonfigurierbarer Hardware wurden in [113] vorgestellt.

Implementierung

Die Implementierung der numerischen Berechnung erfolgt in der Programmiersprache C. Für eine erste Umsetzung wird eine Fixpunkt-Bitbreite von 32 Bit implementiert. Diese Bitbreite repräsentiert eine übliche Größe für viele Controller. Durch eine 2er-Komplement-Darstellung werden auch negative Zahlen abgebildet. Die effektiv für Zahlen zur Verfügung stehende Bitbreite beträgt daher 31. Die Darstellung einer 8 Bit breiten Zahl ist in der Tabelle 4.2 exemplarisch für eine positive Zahl gezeigt.

Tabelle 4.2.: Darstellung einer 8 bit breiten Fixpunkt-Zahl. Durch Verwendung einer 2er-Komplement-Darstellung für den negativen Zahlenbereich stehen nur sieben Bit für die Darstellung der Zahl zur Verfügung. Das Bit Nr. 7 wird daher mit „VZ“ = Vorzeichen bezeichnet.

	Vorkommabereich				Nachkommabereich			
Bit	7	6	5	4	3	2	1	0
Wertigkeit	VZ	2^2	2^1	2^0	2^{-1}	2^{-2}	2^{-3}	2^{-4}
Beispiel	0	1	0	1	1	0	0	1
Dezimale Interpretation	$2^2 + 2^0$ $= 4 + 1 = 5$				$2^{-1} + 2^{-4}$ $= 0,5 + 0,0625 = 0,5625$			

Die Fixpunkt-Darstellung teile eine Zahl in einen n Bit breiten Vorkommabereich und einen m Bit breiten Nachkommabereich. Damit beträgt die Auflösung

$$\Delta z = 2^{-m} \quad (4.30)$$

und die maximal darstellbare Zahl

$$z_{max} = 2^n - 2^{-m} \quad (4.31)$$

Für den Näherungsalgorithmus wird ein Vorkommabereich von $n = 11$ bit Breite als ausreichend ermittelt, so dass $m = 20$ bit für den Nachkommabereich zur Verfügung stehen. Es ergibt sich $z_{max} \approx 2^{11} = 2048$ und $\Delta z = 2^{-20} \approx 9,5 \cdot 10^{-7}$. Die Grundrechenoperationen $+$, $-$, \cdot , $/$ werden als Fixpunkt-Berechnungen umgesetzt. Die Funktionen $\sin(x)$ und $\cos(x)$ werden in Form von Tabellen abgelegt.

Berechnung von Testfällen

Eine Berechnung kann gegenüber der Fließkomma-Berechnung durch effizientere Implementierung deutlich beschleunigt werden. Auf dem gleichen PC mit Intel® Core™2DUO 2 GHz CPU, auf dem auch die Fließkomma-Berechnung getestet wurde, wird die Zeit von ca. 1,35 ms (gegenüber 2,3 ms für die Fließkomma-Berechnung) gemessen.

Eine Analyse der Rechengenauigkeit wird über einen eingeschränkten Arbeitsraum durchgeführt. Hierzu werden die Gelenke θ_1 , θ_2 und θ_3 (siehe Abbildung 3.9) im Bereich $-30^\circ \leq \theta_i \leq 30^\circ$ in 4° -Schritten bewegt, sodass alle Winkelkombinationen auftreten. Der lineare Freiheitsgrad der Hauptkette wird festgehalten. Es ergeben sich 4096 Testfälle, deren Fixpunkt-Ergebnis für die drei veränderlichen Antriebsstellungen $q_{2,fix}, q_{3,fix}, q_{4,fix}$ mit den Ergebnissen aus der Fließkomma-Berechnung $q_{2,float}, q_{3,float}, q_{4,float}$ verglichen werden. Die Diagramme in den Abbildungen 4.7 bis 4.9 zeigen die absolute Abweichung $|\Delta q_i| = |q_{i,fix} - q_{i,float}|$ der Berechnungen. Als Abbruchbedingung für den Algorithmus wird ein Abstand Δx der Nebenketten von der Hauptkette von $\Delta x < 2^{-7} \approx 8 \cdot 10^{-3}$ oder eine Divergenz des Algorithmus festgelegt.

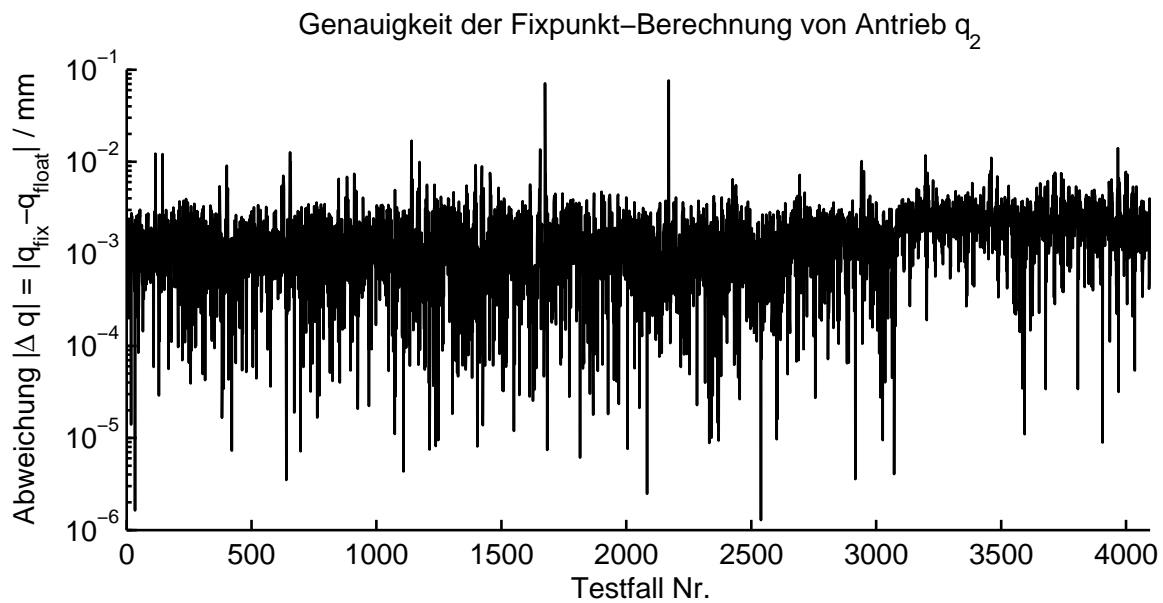


Abbildung 4.7.: Fehler der inverskinematischen Berechnung von Aktor q_2 mit Fixpunkt-Algorithmus. Die meisten Berechnungen werden mit einer akzeptablen Genauigkeit von $|\Delta q_2| < 1/100$ mm berechnet. Die Ursachen der höheren Rechenfehler liegen in der numerischen Ungenauigkeit der Fixpunkt-Berechnung. Der Algorithmus bricht die Berechnung in einigen Fällen aufgrund von Divergenz ab.

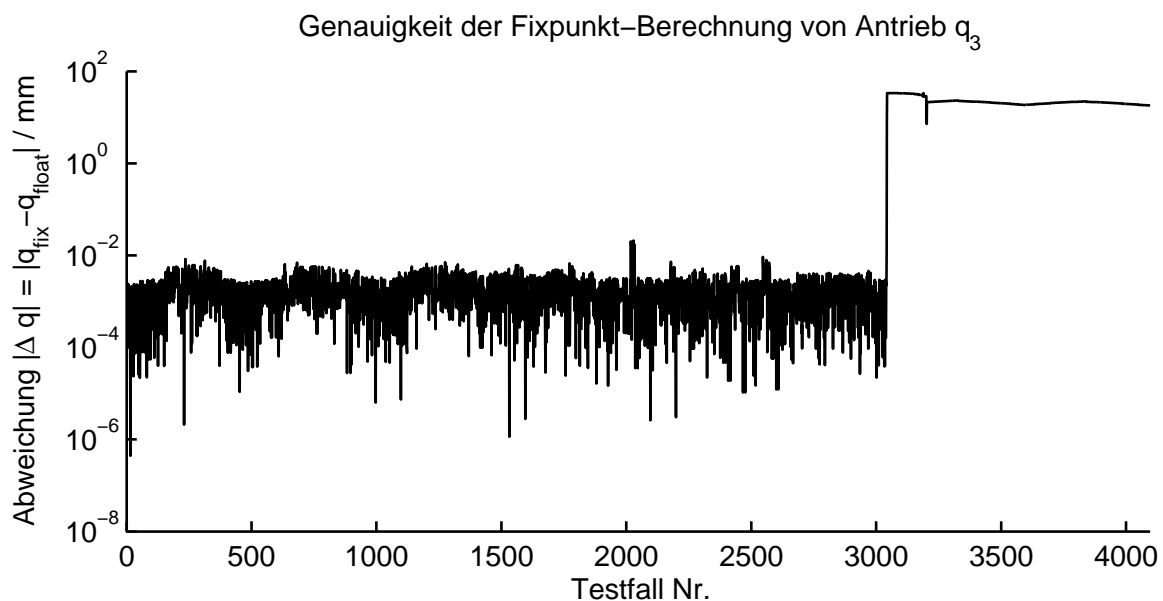


Abbildung 4.8.: Fehler der inverskinematischen Berechnung von Aktor q_3 mit Fixpunkt-Algorithmus. Die meisten Berechnungen werden mit einer akzeptablen Genauigkeit von $|\Delta q_3| < 1/100$ mm berechnet. Die Ursachen der hohen Rechenfehler liegen in der numerischen Ungenauigkeit der Fixpunkt-Berechnung. Der Algorithmus bricht die Berechnung in einigen Fällen aufgrund von Divergenz ab und findet etwa ab Berechnungsfall 3050 unerwünschte zusammengesetzte Konfigurationen des Mechanismus.

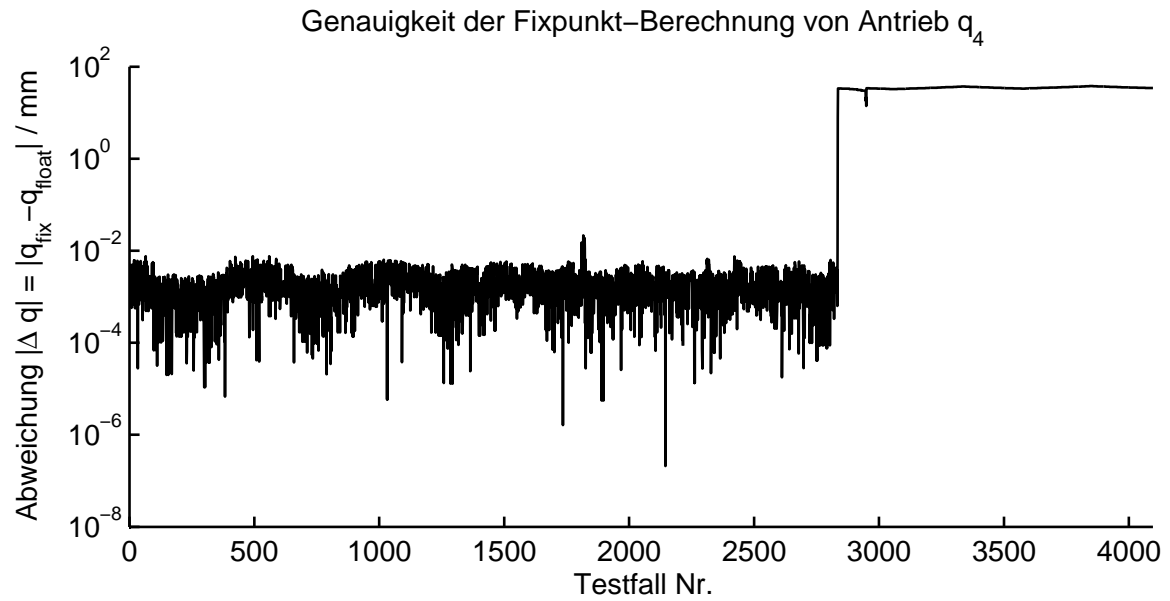


Abbildung 4.9.: Fehler der inverskinematischen Berechnung von Aktor q_4 mit Fixpunkt-Algorithmus. Die meisten Berechnungen werden mit einer akzeptablen Genauigkeit von $|\Delta q_4| < 1/100$ mm berechnet. Die Ursachen der hohen Rechenfehler liegen in der numerischen Ungenauigkeit der Fixpunkt-Berechnung. Der Algorithmus bricht die Berechnung in einigen Fällen aufgrund von Divergenz ab und findet etwa ab Berechnungsfall 2950 unerwünschte zusammengesetzte Konfigurationen des Mechanismus.

Diskussion der Ergebnisse

Die Diagramme in den Abbildungen 4.7 bis 4.9 zeigen, dass von der Fixpunkt-Berechnung über weite Bereiche Antriebsstellungen mit einer Genauigkeit von $|\Delta q| < 1/100$ mm berechnet werden. Einzelne Berechnungen, bei denen die Genauigkeit deutlich schlechter ausfällt ($0,01 < \Delta q < 0,1$), wurden aufgrund der Divergenz des Algorithmus beendet. Die Antriebe q_3 und q_4 weisen etwa ab der 3000-ten Berechnung einen deutlichen Sprung auf. Hier zeigt sich eine grundlegende Problematik der Fixpunkt-Berechnung. Aufgrund der numerischen Fehler kann eine Konvergenz gegen eine unerwünschte zusammengesetzte Konfiguration des Mechanismus auftreten.

Abbildung 4.10 zeigt Funktionen $f(x) : \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}$ mit zwei Nullstellen, bei denen durch ein NEWTON-Näherungsverfahren eine Nullstelle gefunden werden soll. Durch numerische Fehler in der Berechnung der Steigung im ersten NEWTON-Näherungsschritt springt der Konvergenzverlauf in Abbildung 4.10a) in den Konvergenzradius der zweiten Nullstelle $x_{0,2}$.

Abbildung 4.11 zeigt die Bedeutung dieser Überlegung für die zusammengesetzte Konfiguration des parallelkinematischen Mechanismus. Der Mechanismus befindet sich in einer zusammengesetzten Konfiguration. Für eine kinematische Kette ist jedoch eine unerwünschte Stellung berechnet worden. Einige Möglichkeiten zur Umgehung dieser Problematik wer-

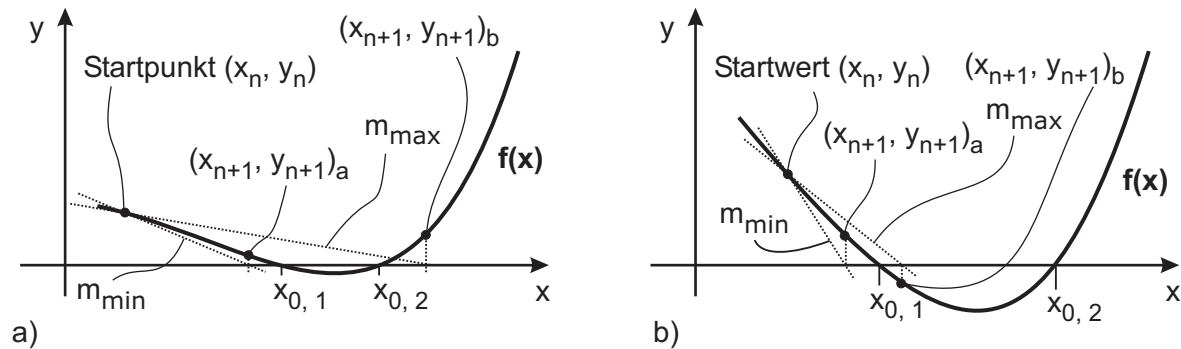


Abbildung 4.10.: Unerwünschte Konvergenz durch numerische Ungenauigkeit. Die Steigung m der zu minimierenden Funktion $f(x)$ im Startpunkt wird durch numerische Ungenauigkeiten zwischen m_{\min} und m_{\max} berechnet. Das Diagramm a) zeigt den möglichen Übergang des Näherungsverfahrens in den Konvergenzradius um die Nullstelle $x_{0,2}$ bei Steigungswert m_{\max} . Im Diagramm b) konvergiert der Algorithmus sowohl bei m_{\min} , als auch bei m_{\max} gegen die Nullstelle $x_{0,1}$.

den im nächsten Abschnitt behandelt.

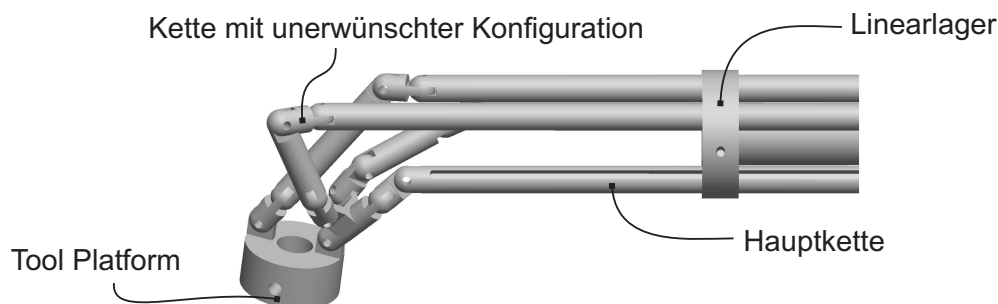


Abbildung 4.11.: Mechanismus mit unerwünschter zusammengesetzter Konfiguration. Für eine der Nebenketten wurde von einem numerischen Lösungsalgorithmus eine unerwünschte Konfiguration gefunden, die jedoch auch zu einem zusammengesetzten Mechanismus führt. In der vorgestellten kinematischen Berechnung bedeutet das Ergebnis, dass eine Nullstelle für den Abstand der Nebenkette zur Hauptkette gefunden wurde.

4.5.3. Zusammenfassung und Optimierungsmöglichkeiten

Es wurde eine Methode zur numerischen inverskinematischen Berechnung vorgestellt, die auf einem NEWTON-Näherungsverfahren beruht. Die Berechnung kann auf einem PC hinreichend schnell ausgeführt werden und dient direkt als Basis für die Positionsregelung der parallelkinematischen Instrumentenspitze. Da der Mechanismus für die Berechnung lediglich in der Form der DENAVIT-HARTENBERG-Parameter seiner seriellen kinematischen Ketten vorliegen muss, kann ein ähnlicher Mechanismus (z.B. mit anderer Gelenkanordnung oder mit unterschiedlicher Anzahl an Freiheitsgraden) berechnet werden. So ist ein universeller Algorithmus entstanden, der innerhalb des Regelkreises abgebildet werden kann.

Eine Umsetzung des Algorithmus in Fixpunkt-Arithmetik wurde durchgeführt, um in Zukunft eine Implementierung auf spezialisierter Hardware umsetzen zu können. Dieser Schritt würde für künftige Systeme die Unabhängigkeit von einem PC gewährleisten. Die Umsetzung in Fixpunkt-Arithmetik birgt jedoch Probleme mit der Konvergenz des Algorithmus. In weiten Bereichen des Arbeitsraums werden unerwünschte zusammengesetzte Konfigurationen des Mechanismus gefunden. Dies ist der zu geringen Genauigkeit der Fixpunkt-Berechnungen bei der gewählten Bitbreite von 32 Bit zuzuschreiben. Eine Abhilfe kann hier z.B. die Erhöhung auf 64 Bit darstellen. Eine 64-Bit Hardware ist jedoch in den meisten marktüblichen Controllern nicht vorhanden. Von einer 64 Bit breiten Berechnung auf einem Controller mit 32 Bit Rechnerarchitektur ist aufgrund der Rechengeschwindigkeit abzuraten.

Für eine besonders schnelle Berechnung der Inverskinematik eines komplexen parallelkinematischen Mechanismus von deutlich unter 1 ms kommen Grafikprozessoren (Graphic Processing Units = GPUs) in Betracht. Diese Prozessoren sind auf viele parallelisierte Fließkomma-Berechnungen spezialisiert, da im Bereich der Bildverarbeitung die Berechnung von Koordinatentransformationen ein Kernproblem darstellt. Da Koordinatentransformationen auch ein Kernproblem der vorgestellten kinematischen Berechnung sind, sind GPUs für ihre Berechnung besonders geeignet. Weiterhin ist die Annäherung von mehreren Nebenketten an die Hauptkette ein sehr gut parallelisierbares Problem. GPUs bieten heute mehrere parallel arbeitende Rechenkerne und sind für Fließkomma-Berechnungen optimiert. Bei aktuellen Grafikkarten geben die Hersteller Rechenleistungen im Bereich von rund 500 Gflops (Giga floating point operations per second = Milliarden Fließkomma Berechnungen pro Sekunde) an. Im Vergleich zu ca 50 Gflops für aktuelle PC-Prozessoren ist bei vollständiger Auslastung der Rechenleistung einer Grafikkarte eine Beschleunigung der Berechnung um den Faktor 10 zu erwarten.

Die Firma NVIDIA[®] bietet mit dem CUDA[™]-System (Computer Unified Device Architecture) die Möglichkeit, Algorithmen in der Programmiersprache C speziell für GPUs zu implementieren, die auf mehreren Prozessoren parallel prozessiert werden können [114] und schafft damit die Basis für die numerische Echtzeit-Berechnung von parallelkinematischen Mechanismen für besonders schnelle Aufgaben.

5. Mechanische Simulation

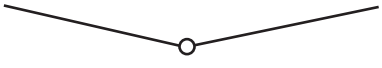
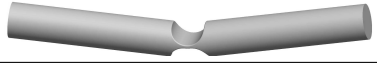
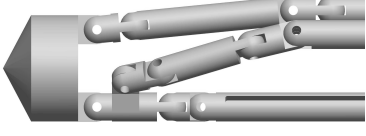
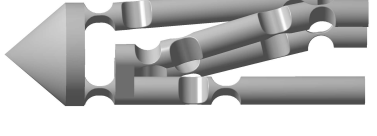
Mit der umgesetzten inverskinematischen Berechnung aus Kapitel 4.2 kann ein Manipulator angesteuert und im Raum positioniert werden. Für das Verhalten des Mechanismus unter Last, zur Ermittlung der internen Kraftverteilungen, für die Auslegung von Streben und Gelenken sowie für die Optimierung eines Mechanismus hinsichtlich dieser Merkmale ist es notwendig, weitergehende Untersuchungen an dem Mechanismus durchzuführen. Hier wird der Mechanismus aus Kapitel 3.3 betrachtet. Zu Simulationen des Arbeitsraums, des Kraftübertragungsverhaltens sowie von statischen Kraftverteilungen werden die Streben und Gelenke des Mechanismus als ideal angenommen, und der Mechanismus wird in der SimMechanics™ Toolbox von MATLAB® /Simulink® modelliert. Im Hinblick auf eine monolithische Realisierung des Mechanismus werden Verformungen unter Last, und das Gelenkverhalten mit der Finite-Elemente-Methode mittels ANSYS® simuliert. Die Tabelle 5.1 gibt einen Überblick über den Einsatz der unterschiedlichen Simulationsprogramme.

Der simulierte Mechanismus ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Die Längenangaben sind in Tabelle 5.2 aufgeführt. Für die Betrachtungen in ANSYS® werden die feinwerktechnischen Gelenke später durch Starrkörpergelenke ersetzt. Die Belastungen auf den Tool-Centre-Point erfolgen entlang der kartesischen Basiskoordinaten. Da es sich bei der betrachteten Anwendung um einen chirurgischen LASER handelt, werden keine Momente sondern nur Kräfte in die Instrumentenspitze eingekoppelt. Eine Betrachtung für Momente kann jedoch vollständig analog zu den hier dargestellten Simulationen durchgeführt werden. Es ergeben sich drei Belastungssituationen (F_x , F_y und F_z); der Mechanismus wird jedoch in vier Freiheitsgraden angetrieben (q_1 , q_2 , q_3 und q_4). Die abgeleitete JACOBI-Matrix des Mechanismus ist daher nicht quadratisch (siehe Kapitel 4.1) und es erfolgt eine Charakterisierung mittels Singulärwerten anstelle der Determinante von \mathbf{J} .

5.1. Arbeitsraum

Der Arbeitsraum eines Manipulators bezeichnet die Stellungen im Raum, die unter bestimmten Voraussetzungen (z.B. unter bestimmten Leistungsdaten oder in einem singularitätenfreien Raum) erreicht werden können. Die Stellungen des Tool-Centre-Point weisen je drei

Tabelle 5.1.: Überblick über den Einsatz von unterschiedlicher Simulationssoftware zur Ermittlung von Mechanismus-Eigenschaften.

Kriterium	Starrkörpersimulation in Simulink® SimMechanics™	Finite-Elemente-Simulation in ANSYS®
Repräsentation von Streben und Gelenken		
Repräsentation gesamter Mechanismus		
Strebeneigenschaften	Ideal starr	verformbar
Gelenkeigenschaften	Eine Bewegungsrichtung ohne Rückstellkräfte; Gelenkspiel	Hauptsächliche Verformung in einer Vorzugsrichtung, Verformung in anderen Richtungen geringer; rückstellende Kräfte berücksichtigt; kein Gelenkspiel
Durchgeführte Simulationen	Arbeitsraumermittlung; Kennwerte über dem Arbeitsraum (Singulärwerte der JACOBI-Matrix); Analyse von inneren Kräften bei Belastung; Analyse des Einflusses von Gelenkspiel	Ermittlung der Bewegung bei Verformung durch Antriebe; Abweichung der Bewegung von der Bewegung der Starrkörpersimulation; Verformung eines Mechanismus unter Last bei Festlegung der Antriebe

Freiheitsgrade für die Position und die Orientierung auf. Die Beschreibung in sechs Freiheitsgraden ist jedoch nicht immer zweckmäßig. Wenn ein Mechanismus sechs Freiheitsgrade besitzt, wird oft eine Trennung von Rotationen und Translationen vorgenommen. MERLET beschreibt 7 Arten von Arbeitsräumen [61]:

1. *Arbeitsraum konstanter Orientierung* oder *translatorischer Arbeitsraum*: alle Orte des TCP, die unter einer gegebenen Orientierung erreicht werden können.
2. *Orientierungs-Arbeitsraum*: alle möglichen Orientierungen des TCP, die an einem festen Ort erreicht werden können.
3. *Maximaler Arbeitsraum* oder *erreichbarer Arbeitsraum*: Alle unter mindestens einer Orientierung vom TCP erreichbaren Orte.
4. *Orientierungs-eingeschränkter Arbeitsraum*: Alle TCP-Positionen, die unter mindestens einer Orientierung aus einem gegebenen Orientierungs-Intervall erreicht werden können.

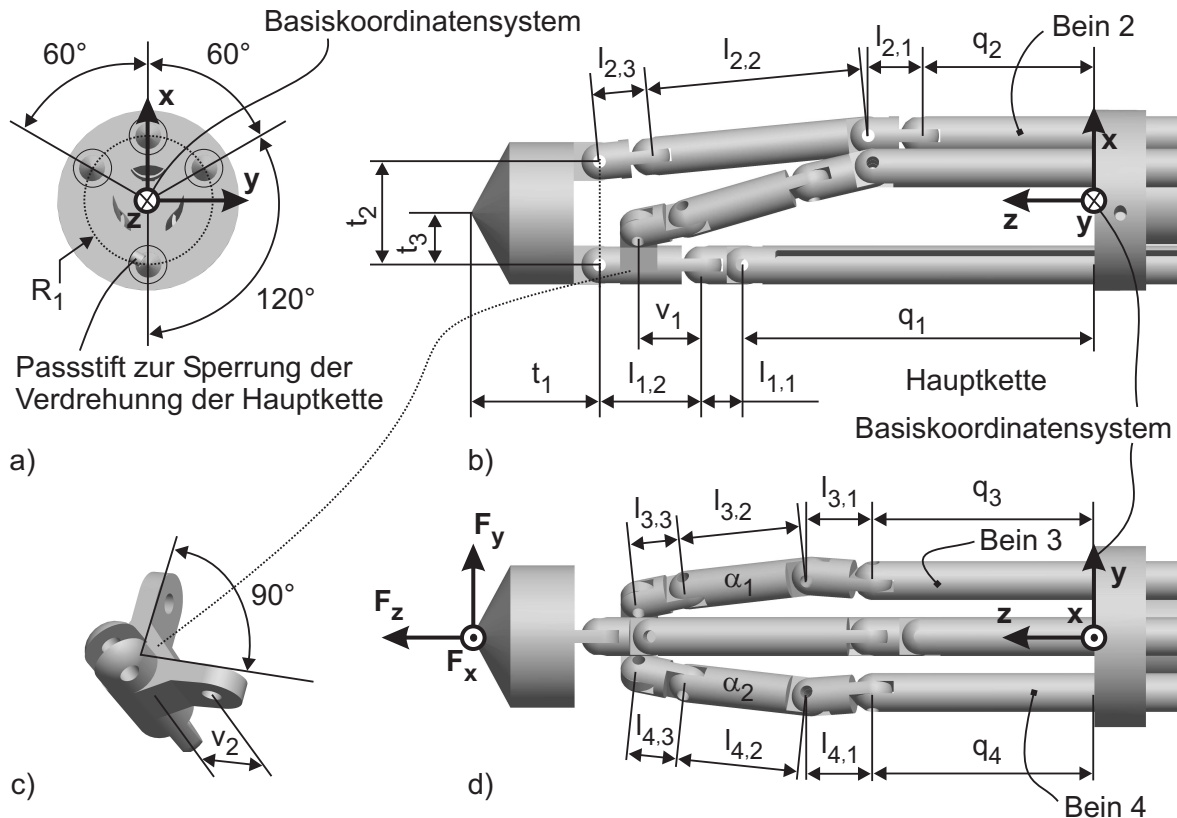


Abbildung 5.1.: In den Simulationen betrachteter Mechanismus. Die Längenangaben sind in Tabelle 5.2 aufgeführt. Die Linearantriebe sind mit q_1 bis q_4 bezeichnet. a) Ansicht von unten. Die Füße des Mechanismus sind auf einem Radius versetzt angeordnet. Ein Passstift sperrt die Rotation des Hauptkettenfußes um die Längsachse. b) Seitenansicht. c) Verzweigung, die die Nebenkettens 3 und 4 mit der Hauptkette verbindet. d) Seitenansicht und Belastungsfälle F_x , F_y und F_z . Aufeinanderfolgende Gelenkachsen sind um 90° gegeneinander verdreht. Ausnahmen bilden die Stäbe $l_{3,2}$ und $l_{4,2}$. Die Gelenke an beiden Stabenden sind hier um die Winkel $\alpha_1 = 60^\circ$ und $\alpha_2 = 60^\circ$ verdreht.

Der maximale Arbeitsraum ist der Spezialfall des orientierungs-eingeschränkten Arbeitsraums für das Orientierungsintervall $[0, 2\pi]$.

5. *Arbeitsraum vollständiger Orientierungen:* Alle TCP-Positionen, die unter allen Orientierungen innerhalb eines Intervalls erreicht werden können.
6. „Wendiger“ (*dexterous*) *Arbeitsraum:* Alle TCP-Positionen, die unter allen Orientierungen erreichbar sind. Der wendige Arbeitsraum ist ein Spezialfall des Arbeitsraums vollständiger Orientierungen mit dem Orientierungs-Intervall $[0, 2\pi]$.
7. *Eingeschränkter Arbeitsraum vollständiger Orientierungen:* Alle TCP-Positionen, bei denen einige TCP-Winkel den Arbeitsraum vollständiger Orientierungen erreichen, während andere Winkel beliebig sind. Wenn z.B. ein 6-DOF-Roboter in einer 5-Achs-Maschine eingesetzt wird, ist die Rotationsachse um die Werkzeugachse beliebig.

Tabelle 5.2.: Größenangaben des simulierten Mechanismus nach Abbildung 5.1. Alle Längen sind in mm angegeben.

Hauptkette	Kette 2	Kette 3	Kette 4	TCP	sonstige
$l_{1,1} = 3,5$ $l_{1,2} = 8$	$l_{2,1} = 4$ $l_{2,2} = 17$ $l_{2,3} = 4$	$l_{3,1} = 5$ $l_{3,2} = 10$ $l_{3,3} = 4$	$l_{4,1} = 5$ $l_{4,2} = 10$ $l_{4,3} = 4$	$t_1 = 10$ $t_2 = 8$ $t_3 = 4$	$v_1 = 5$ $v_2 = 4$ $R_1 = 5$

Für Werkzeugmaschinen ist es zusätzlich notwendig, aus allen Positionen des Arbeitsraums eine maximale rechteckige (bzw. kubische) Teilmenge zu finden [115].

Der vorgeschlagene Mechanismus enthält 4 Freiheitsgrade, bei denen Translationen und Rotationen miteinander verkoppelt sind. Ein Chirurg hat die Möglichkeit, eine Orientierung zu verstellen, bewegt aber gleichzeitig den TCP. Eine Trajektorie wird unter wechselnden Orientierungen durchlaufen. In der Weichgewebschirurgie ist dieses Verhalten akzeptabel, da Organe in gewissen Grenzen im Bezug auf das Werkzeug verschoben werden können. Zur Visualisierung des Arbeitsraums und zur Berechnung der Mechanismus-Eigenschaften wird daher hier der dritte Fall, der maximale bzw. erreichbare Arbeitsraum, berechnet.

Durch die Bewegung der Instrumentenspitze in vier Freiheitsgraden ist es möglich, gleiche Arbeitsraumpunkte mit unterschiedlicher Orientierung zu erreichen. Die Gelenke θ_1 und θ_3 in Abbildung 5.3a) haben beide einen Einfluss auf den Rotationswinkel des Tool-Centre-Points um die y-Achse, den sogenannten Nickwinkel (β). Durch beliebige Kombinationen dieser beiden Winkel ist es möglich, einen Winkelbereich $\Delta\beta$ bei fester Lage des TCP zu überstreichen. Das Diagramm in Abbildung 5.2 zeigt einen Schnitt durch den Arbeitsraum parallel zur x-y-Ebene und verdeutlicht, welche Bereiche des Nickwinkels an einem x-y-Ort erreicht werden können.

Der Arbeitsraum eines parallelkinematischen Mechanismus kann z.B. durch Untersuchung von dicht beieinander liegenden Punkten im Raum ermittelt werden [116]. Hierbei bildet die Schrittweite der Abtastpunkte den größten Fehler, der bei den Arbeitsraumgrenzen auftreten kann.

Der vorgestellte Mechanismus soll vom Bediener ähnlich wie ein serieller Manipulator gesteuert werden (Kapitel 3.3). Das heißt, dass der erreichbare Arbeitsraum durch die Grenzen der Gelenke in der Hauptkette bestimmt werden soll. Eine Einschränkung des Arbeitsraums durch Begrenzung der Antriebsstellungen ist nicht sinnvoll. Sie würde die erreichbaren Hauptketten-Gelenkstellungen derart eingrenzen, dass nicht jede Bewegung der Hauptkettenachsen in jeder Stellung der Hauptkette möglich ist. Hier wird aus diesem Grund eine Einschränkung des Arbeitsraums in dem Gelenkraum der Hauptkette vorgenommen, um die zu erreichenden TCP-Stellungen zu definieren. In Abbildung 3.9 wurde die Einschränkung der Gelenke der Hauptkette im Bereich von 0 – 20 mm für das Lineargelenk q_1 und von

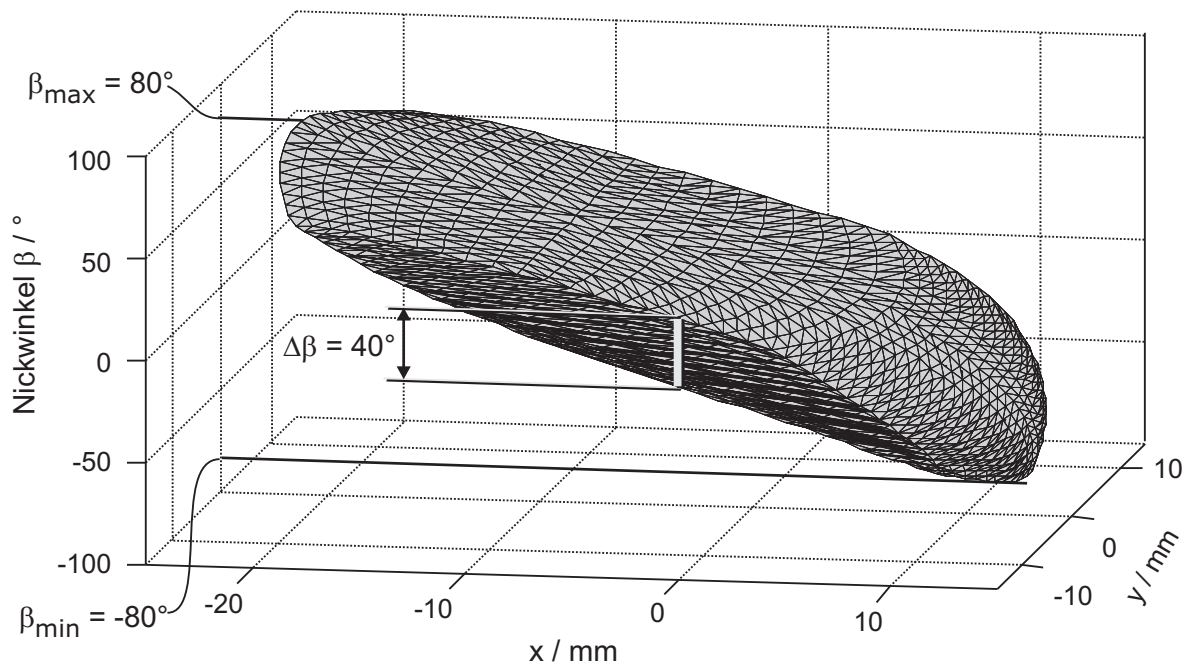


Abbildung 5.2.: Mögliche Bereiche des Nickwinkels β (Winkel um die y-Achse). Der Mechanismus bietet durch die zwei Rotationsgelenke θ_1 und θ_3 (Abbildung 5.3) die Möglichkeit, Arbeitswinkel-Bereiche um die y-Achse des Basiskoordinaten-Systems an einem festen Ort zu überstreichen. Das Diagramm zeigt die möglichen Bereiche an x-y-Orten.

$\pm 40^\circ$ für die Rotationsgelenke $\theta_{1,2,3}$ vorgestellt.

Eine Berechnung des Arbeitsraums und der Mechanismus-Eigenschaften wird hier durch schrittweise Veränderung der Hauptkettengelenke erreicht (siehe Abbildung 5.3). Hierbei wird der Freiheitsgrad q_1 nicht verändert. Bei einer Bewegung in Richtung q_1 werden alle vier Linearantriebe $q_{1,2,3,4}$ gleichartig bewegt. Der Arbeitsraum wird durch diese Bewegung lediglich in der q_1 -Richtung ausgedehnt. Die Bewegung in der linearen Richtung ist für die Bestimmung des Arbeitsraums und der Eigenschaften innerhalb des Mechanismus jedoch unwesentlich. Die Veränderung in dieser Richtung hat bei Betrachtung einer Belastung des TCP (siehe Kapitel 5.2) lediglich Auswirkungen auf Kräfte radial zu den Linearlagern der Antriebsachsen. Um die Anzahl der zu berechnenden Testfälle zu reduzieren, wird daher auf eine Veränderung von q_1 verzichtet und es werden nur die Rotationsgelenke $\theta_{1,2,3}$ abgetastet.

Die Gelenkwinkel θ_i , $i = 1, 2, 3$ der Hauptkette werden im Intervall $\theta_i \in [-40^\circ \dots 40^\circ]$ in 4° -Schritten eingestellt; So entstehen 21 Werte pro Durchlauf eines Wertebereichs. Abbildung 5.3 a) verdeutlicht das Vorgehen bei der Abtastung des Arbeitsraums. Bei drei Gelenken entstehen $21^3 = 9261$ Abtastorte, die als 3-Tupel in einer Liste gespeichert werden. Das Modell des Mechanismus in SimMechanics™ wird mit dieser Liste als Eingabeparameter gespeist, um Ausgabeparameter wie den Arbeitsraum und statische Lastverteilungen zu berechnen. Das Ergebnis der Berechnung für den Arbeitsraum ist eine Liste aus (unsor-

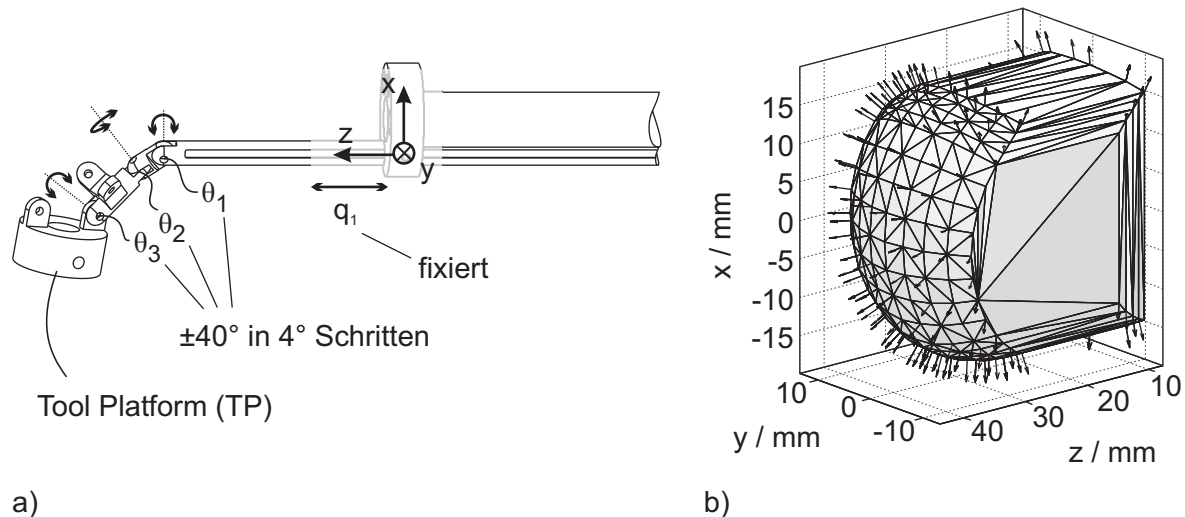
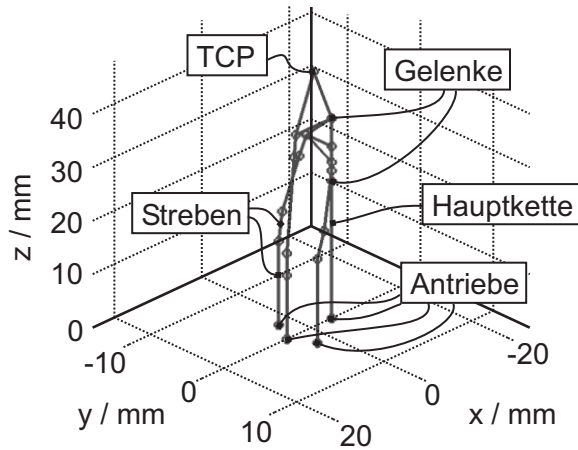
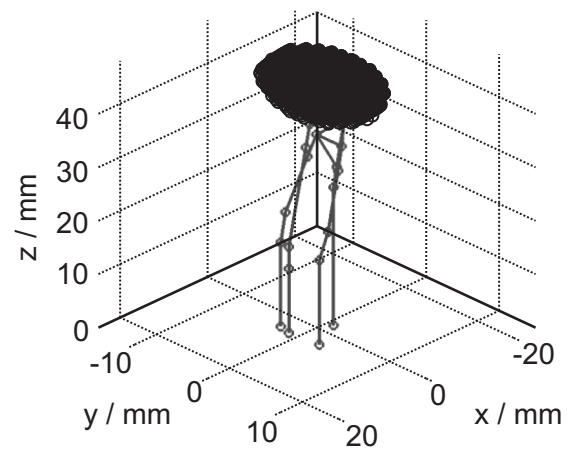


Abbildung 5.3.: Untersuchte Hauptkettenstellungen des entworfenen Mechanismus. a) Das Gelenk q_1 wird für die Simulationen nicht verändert, um die Menge der Abtastpunkte zu reduzieren. $\theta_{1,2,3}$ werden in 4° Schritten verändert. Bei zusätzlicher Veränderung von q_1 ergibt sich ein räumlich ausgedehnter Arbeitsraum, der in b) als konvexe Hülle dargestellt ist. Der gesamte Arbeitsraum umfasst so eine Größe von rund 14 cm^3 . Die Pfeile auf der Oberfläche der Hülle zeigen in Richtung der TCP-Orientierung. Bei Verwendung von z.B. einem LASER-Skalpell ist dies die Arbeitsrichtung.

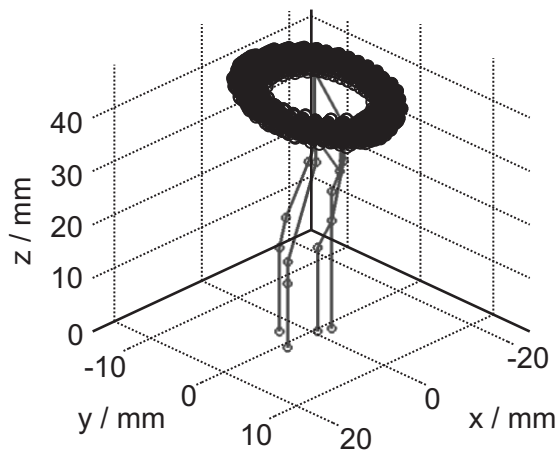
tierten) TCP-Stellungen. Zur besseren Darstellung werden die TCP-Stellungen nach ihrem Abstand von der Mechanismus-Grundstellung ($\theta_{1,2,3} = 0$) sortiert. Das Ergebnis dieser Sortierung zeigt Abbildung 5.4. Die Berechnungsergebnisse der Abtastpunkte 1 bis 9261 lassen sich nun zum besseren Verständnis in Bereiche einteilen (Abbildung 5.4b-f). Ein wichtiger Vorteil dieser Vorgehensweise ist die fortlaufende Nummerierung der untersuchten Mechanismus-Stellungen. Ergebnisse aus den nächsten Abschnitten lassen sich so in 2D-Diagrammen darstellen. Auf der Abszisse werden die fortlaufend nummerierten Mechanismus-Stellungen und auf der Ordinate die untersuchte Eigenschaft aufgetragen. Die Darstellungen der Bereichseinteilung aus Abbildung 5.4 hilft dann bei der Zuordnung von Ergebnissen zu Mechanismus-Stellungen. Abbildung 5.3 b) zeigt ergänzend zu den nachfolgenden Darstellungen den vollständigen Arbeitsraum unter Veränderung von q_1, θ_1, θ_2 und θ_3 .



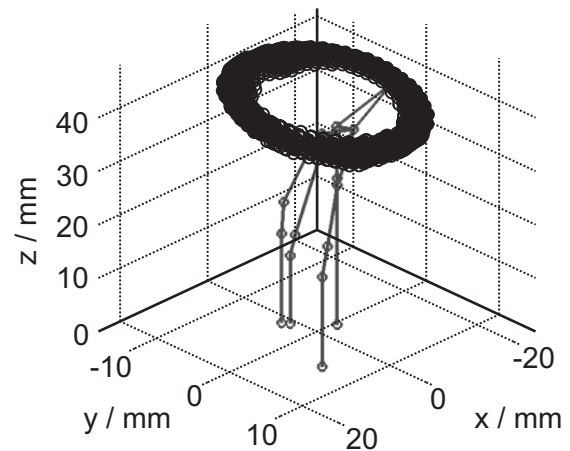
a) Mechanismus



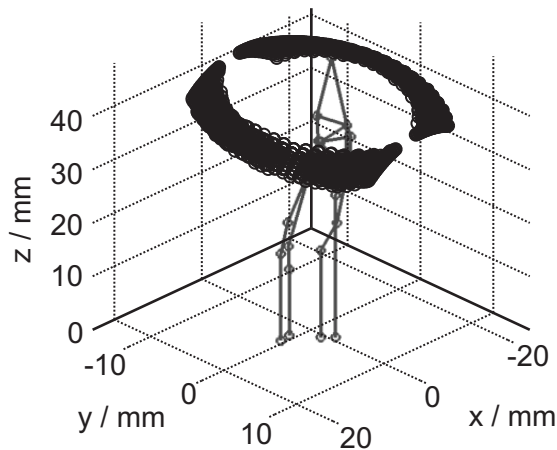
b) Lage der Abtastpunkte 1 bis 2000



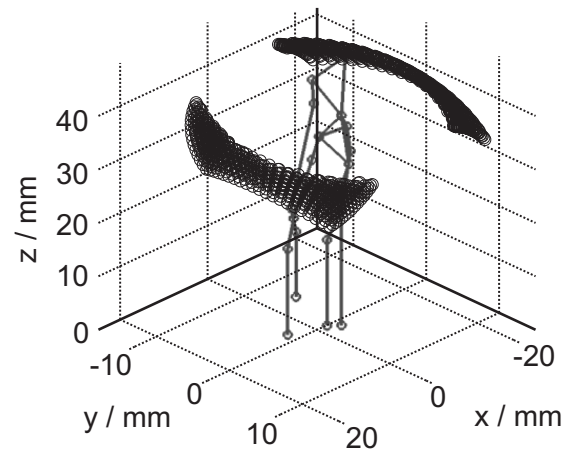
c) Lage der Abtastpunkte 2000 bis 4000



d) Lage der Abtastpunkte 4000 bis 6000



e) Lage der Abtastpunkte 6000 bis 8000



f) Lage der Abtastpunkte 8000 bis 9261

Abbildung 5.4.: Arbeitsraum des untersuchten Mechanismus. Es wird der Ausschnitt des Arbeitsraums betrachtet, bei dem die Linearbewegung des Mechanismus in z-Richtung festgelegt ist. Nur die Rotationsgelenke der Mechanismus-Hauptkette (Kapitel 3.3) werden variiert. a) Drahtgitter-Modell des Mechanismus in der Mittelstellung, von der aus die Arbeitsraum-Abtastpunkte sortiert werden. b)-f) unterschiedliche Bereiche des Arbeitsraums, in denen die sortierten Abtastpunkte liegen mit je einer Beispiel-Konfiguration des Mechanismus. Die Beispielkonfigurationen entsprechen der Mechanismusstellung in den Arbeitsraumpunkten 1000, 3000, 5000, 7000 und 9000.

5.2. Statisches Verhalten

Aussagen über die Statik eines Mechanismus sind wesentliche Informationen für dessen Auslegung. Zumeist wird jedoch nur das Eingangs/Ausgangs-Verhalten anhand der JACOBI-Matrix betrachtet. In vielen Fällen ist dies sicher zulässig, die Betrachtung beschränkt sich dann jedoch auf extern am Mechanismus anliegende Größen. Eine Auslegung von Gelenken und auch eine Optimierung hinsichtlich gleichmäßiger Belastungen sind bei dieser Betrachtungsweise unmöglich. Im folgenden Abschnitt wird für den vorgestellten Mechanismus zunächst eine Betrachtung des Eingangs-/Ausgangs-Verhaltens durchgeführt, eine Betrachtung der inneren Kräfte schließt sich an.

5.2.1. Eingangs-/Ausgangs-Verhalten

In den Gleichungen (4.8) bis (4.11) wurde die JACOBI-Matrix als Übertragungsmatrix der differentiellen Wege eines Mechanismus vorgestellt und auf das Vorhandensein einer Singularität bei $\det(\mathbf{J}) = 0$ bzw. $\det(\mathbf{J}^{-1}) = 0$ hingewiesen. Für die Herleitung des Kraftübertragungsverhaltens kann mit der virtuellen Arbeit eine ähnliche Betrachtung wie bei der Schubkurbel in Kapitel 4 auch im mehrdimensionalen Fall erfolgen [100]. Man bezeichnet $\mathbf{f}_q = (f_{q1}, f_{q2}, \dots, f_{qn})^T$ als Vektor aller Kräfte und/oder Momente f_{qi} auf die angetriebenen Gelenke und $\mathbf{f}_x = (f_{x1}, f_{x2}, \dots, f_{xm})^T$ als Vektor aller Kräfte und/oder Momente f_{xj} auf den Tool-Centre-Point. Die virtuellen Verschiebungen der Antriebe sind $\delta \mathbf{q} = (\delta q_1, \delta q_2, \dots, \delta q_n)$, die des Tool-Centre-Point $\delta \mathbf{x} = (\delta x_1, \delta x_2, \dots, \delta x_m)$. Mit der Betrachtung der virtuellen Arbeit erhält man

$$\begin{aligned} \delta W_x &= \delta W_q \\ \mathbf{f}_x^T \cdot \delta \mathbf{x} &= \mathbf{f}_q^T \cdot \delta \mathbf{q} \end{aligned} \quad (5.1)$$

Mit dem Zusammenhang $d\mathbf{x} = \mathbf{J} \cdot d\mathbf{q}$ aus Gleichung (4.8) folgt

$$\mathbf{f}_x^T \cdot \mathbf{J} \cdot \delta \mathbf{q} = \mathbf{f}_q^T \cdot \delta \mathbf{q} \quad (5.2)$$

Die Betrachtung der virtuellen Arbeit gilt bei einer nichtsingulären Konfiguration für jede virtuelle Verschiebung $\delta \mathbf{q}$. Daher folgt

$$\mathbf{f}_x^T \cdot \mathbf{J} = \mathbf{f}_q^T \quad (5.3)$$

Durch Transponieren der Gleichung folgt schließlich

$$\mathbf{f}_q = \mathbf{J}^T \cdot \mathbf{f}_x \quad (5.4)$$

also der Zusammenhang zwischen den Kräften und Momenten auf die Antriebe und auf den Tool-Centre-Point. Auf die gleiche Art erhält man auch die Umkehrung

$$\mathbf{f}_x = \mathbf{J}^{-T} \cdot \mathbf{f}_q \quad (5.5)$$

Die Gleichungen (5.4) und (5.5) bestätigen die Aussage aus Tabelle 4.1, nach der in einer singulären Stellung ein Freiheitsgrad für die Kraftübertragung verloren geht.

In einer Simulation in SimMechanicsTM wird der TCP nacheinander mit Kräften in orthogonalen Raumrichtungen belastet. Durch Abtastung des gesamten Arbeitsraums mit einem Belastungsfall werden die Kräfte ermittelt, die die Antriebe in jeder betrachteten Mechanismus-Stellung aufnehmen. Aus diesen Berechnungen kann die JACOBI-Matrix mit dem nachfolgenden Formalismus in jedem Punkt des Arbeitsraums berechnet werden.

Die JACOBI-Matrix kann nach Gleichung (5.4) ermittelt werden, wenn Belastungen des TCP getrennt voneinander in unabhängigen kartesischen Koordinaten (nur F_x , nur F_y , nur F_z) simuliert werden. Zu jeder Belastungsrichtung gehören in jedem Arbeitsraumpunkt 4 berechnete Kräfte auf die Antriebe des Mechanismus. Bei getrennter Belastung stellt sich Gleichung (5.4) in Matrixschreibweise folgendermaßen dar:

$$\underbrace{\begin{pmatrix} f_{q,1,1} & f_{q,1,2} & f_{q,1,3} \\ f_{q,2,1} & f_{q,2,2} & f_{q,2,3} \\ f_{q,3,1} & f_{q,3,2} & f_{q,3,3} \\ f_{q,4,1} & f_{q,4,2} & f_{q,4,3} \end{pmatrix}}_{\substack{\text{Simulationsergebnis:} \\ \text{Kräfte auf die Antriebe}}} = \underbrace{\begin{pmatrix} J_{1,1} & J_{1,2} & J_{1,3} & J_{1,4} \\ J_{2,1} & J_{2,2} & J_{2,3} & J_{2,4} \\ J_{3,1} & J_{3,2} & J_{3,3} & J_{3,4} \end{pmatrix}^T}_{\text{gesuchte JACOBI-Matrix}} \cdot \underbrace{\begin{pmatrix} F_x & 0 & 0 \\ 0 & F_y & 0 \\ 0 & 0 & F_z \end{pmatrix}}_{\substack{\text{Nach Raumrichtungen} \\ \text{getrennte Belastung}}} \quad (5.6)$$

$J_{i,j}$ ist das dem i-ten TCP-Freiheitsgrad und dem j-ten Antrieb zugeordnete Element der JACOBI-Matrix, $f_{q,k,l}$ ist die Kraft auf den k-ten Antrieb bei l-ter Belastungssituation des TCP und $F_{x,y,z}$ ist die Kraft auf den TCP aus der jeweiligen Belastungsrichtung in Basiskoordinaten. Bei einer Belastung des TCP mit einer Kraft von jeweils $F_0 = 1$ N erhält man durch

Vergleich der beiden Seiten

$$\begin{aligned} J_{i,j} &= f_{q,l,k} \cdot \frac{1}{F_0} \\ \mathbf{J} &= \frac{1}{F_0} \cdot \mathbf{f}_q^T \end{aligned} \quad (5.7)$$

und damit die JACOBI-Matrix des Mechanismus.

Die Berechnung für eine Belastung mit Momenten geschieht analog. Belastungen mit Momenten oder Kräften sollten immer getrennt voneinander behandelt werden [117], [61]. Eine Vermischung in einer einzelnen JACOBI-Matrix führt zu Problemen mit Einheiten. Die einzelnen Elemente der Matrix sind dann nicht vergleichbar und die Aussage einer gemeinsamen Kennzahl (z.B. Determinante, Singulärwerte) ist nicht mehr interpretierbar. Der vorliegende Mechanismus soll hier nur auf Belastung des TCP mit Kräften in x-, y- und z-Richtung hin untersucht werden. Das verwendete chirurgische Werkzeug (ein LASER-Dissektor) kann keine Momente in die Instrumentenspitze einleiten. Die Betrachtung von Momenten wird interessant, wenn Nahtwerkzeuge oder Gewebegreifer als Werkzeuge in Betracht gezogen werden. Die Berechnung erfolgt dann vollständig analog mit den hier vorgestellten Methoden.

Die Singulärwertzerlegung

Als Maß für eine Singularität kann, wie in Kapitel 4 dargestellt, die Determinante der JACOBI-Matrix herangezogen werden. In der Fachliteratur ist man jedoch inzwischen dazu übergegangen, statt der Determinante eine Singulärwertzerlegung zur Analyse des Übertragungsverhaltens zu verwenden [102], [117].

Ähnlich zu dem Übersetzungsverhältnis bei einem Mechanismus mit einem Freiheitsgrad enthalten die Singulärwerte der JACOBI-Matrix die Höhe der Übersetzung von Kräften und Geschwindigkeiten zwischen Antrieben und TCP bei einem Mechanismus mit mehreren Freiheitsgraden. Details zur Singulärwertzerlegung befinden sich in Anhang B.

Die Singulärwertzerlegung von \mathbf{J} ist durch

$$\mathbf{J} = \mathbf{U} \mathbf{\Sigma} \mathbf{V}^T \quad (5.8)$$

definiert. $\mathbf{\Sigma}$ ist eine $n \times n$ -Diagonalmatrix deren Diagonalelemente die Singulärwerte $\sigma_1 \dots \sigma_n$ von \mathbf{J} heißen. \mathbf{U} und \mathbf{V} sind orthonormale Matrizen. Diese führen bei Multiplikation nur Drehungen und Spiegelungen aus und verändern daher keine Längen und Winkel. Eine Singulärwertzerlegung spaltet eine lineare Abbildung daher so auf, dass sich alle Skalierungen (bzw. Übersetzungsverhältnisse bei parallelkinematischen Mechanismen) in den Singulär-

werten ausdrücken.

Die Berechnung einer Singulärwertzerlegung existiert zu jeder reellen $m \times n$ -Matrix, also auch zu jeder JACOBI-Matrix eines parallelkinematischen Mechanismus. Ihre Berechnung wurde durch einen Algorithmus von G.H. GOLUB und C. REINSCH [118] populär. Die Berechnung der Singulärwerte ist in MATLAB® als Funktion „svd()“ implementiert und wird hier verwendet.

Zur Charakterisierung des vorliegenden Mechanismus werden hier nur die maximalen (σ_{max}) und minimalen (σ_{min}) Singulärwerte herangezogen. Diese enthalten die vollständige Dynamik, also die oberen und unteren Grenzen, der Übertragung von Kräften und Geschwindigkeiten.

Anwendung der Simulation auf den entworfenen parallelkinematischen Mechanismus

Um die JACOBI-Matrix zu erhalten, wird der Mechanismus wie in Gleichung (5.6) am TCP in den drei kartesischen Richtungen des Basiskoordinatensystems mit drei Kräften von je $F_0 = 1$ N belastet. Die Ausgabe von SimMechanics™ liefert die errechneten Kräfte auf die vier Antriebe. **J** ist daher vom Typ 3×4 und liefert drei Singulärwerte, die jedoch hier nicht im Einzelnen dargestellt werden. Die Gegenüberstellung von σ_{max} und σ_{min} in dem Diagramm aus Abbildung 5.5 ist die aussagekräftigste Darstellung. In ihr zeigen sich die oberen und unteren Grenzen des Übertragungsverhaltens des Mechanismus. Das Diagramm zeigt die Singulärwerte (Ordinate) über dem gesamten sortierten Arbeitsraum (Abszisse) nach Kapitel 5.1. Zur vollständigen Darstellung der Ergebnisse sind alle drei Singulärwerte der JACOBI-Matrix in Anhang C.1 in einzelnen Diagrammen enthalten.

Diskussion der Ergebnisse

Auffällig ist das vermeintliche „Rauschen“ auf den Singulärwert-Kurven. Dies ist auf die Sortierung der Abtastwerte nach ihrem Abstand vom Arbeitsraum-Mittelpunkt zurückzuführen. Der Mechanismus besitzt vier Freiheitsgrade, die Sortierung nach Abstand geschieht jedoch in drei Freiheitsgraden. Punkte des Arbeitsraums, die örtlich dicht beieinander liegen, können unter verschiedenen Orientierungen des TCP erreicht werden. Sie liegen in der Diagramm-Darstellung nebeneinander. Die JACOBI-Matrix in den Abtastpunkten hat jedoch unterschiedliche Singulärwerte. Die Abbildungen 5.6a) und 5.7 verdeutlichen den Verlauf der für die Kraftübertragung entscheidenden maximalen Singulärwerte über dem Arbeitsraum.

Über dem gesamten Arbeitsraum liegt das Minimum von σ_{min} bei $\min(\sigma_{min}) = 1/4$ und das Maximum von σ_{max} bei $\max(\sigma_{max}) = 531$. Bezüglich des maximalen Singulärwerts exis-

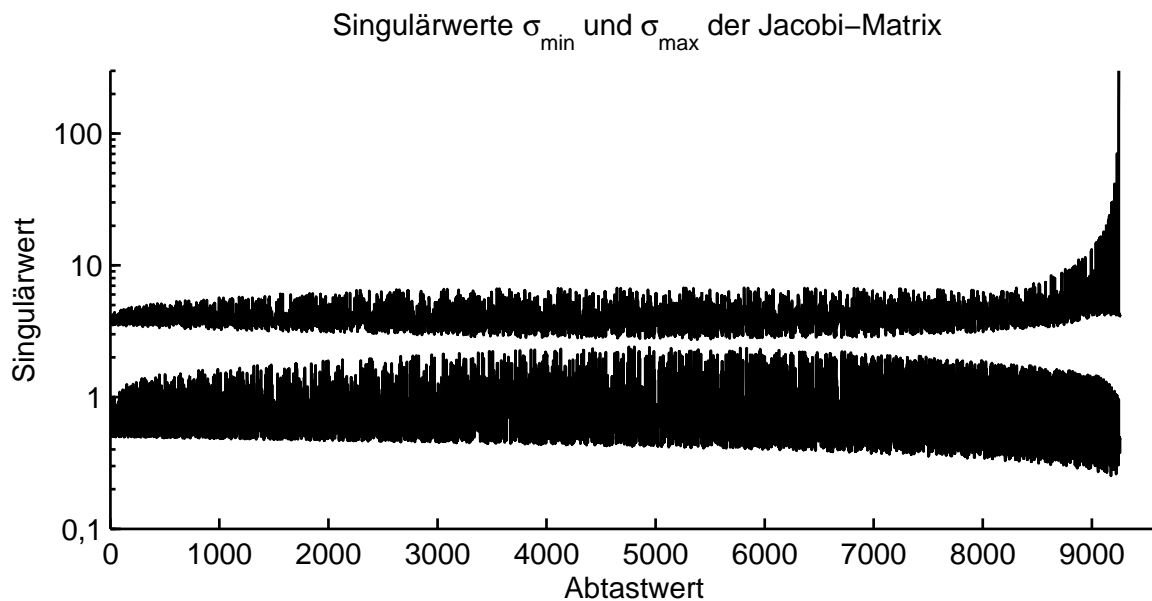


Abbildung 5.5.: Maximaler und minimaler Singulärwert σ_{\max} und σ_{\min} der JACOBI-Matrix des vorstellten Mechanismus. Das Diagramm zeigt die Entwicklung der Singulärwerte über dem gesamten Arbeitsraum nach Kapitel 5.1. Die Darstellung der maximalen und minimalen Singulärwerte in einem Diagramm gibt einen Gesamtüberblick über die oberen und unteren Grenzen des Übertragungsverhaltens.

tieren daher deutlich singuläre Konfigurationen (im schlimmsten Fall: 531 N Belastung eines Antriebs bei einer Belastung des TCP in Höhe von 1 N, Wegfehler des TCP von 5,31 mm bei einem Wegfehler eines Antriebs von z.B. 0,01 mm). Diese hohen Singulärwerte treten jedoch nur am Rand des betrachteten Arbeitsraums auf. Bei derartigen Belastungen wirken auch hohe Kräfte innerhalb des Mechanismus (Abschnitt 5.2.2) und die Belastungen am TCP führen zum Versagen der Gelenke oder zum Nachgeben der Antriebe. Strategien zur Vermeidung von derart hohen Singulärwerten sind eine Optimierung des Mechanismus hinsichtlich der Längenverhältnisse oder die Beschränkung des Arbeitsraums bzw. die ausschließliche Nutzung eines bestimmten Bereichs des Arbeitsraums. Hier können sich umfangreiche Arbeiten anschließen. Das Kapitel 5.4 gibt einen Überblick über die nötigen Schritte und über weiterführende Literatur.

Der Bereich bis etwa Abtastpunkt 8500 liefert viel versprechende Ergebnisse für den Erfolg einer Mechanismus-Optimierung. Das Minimum von σ_{\min} liegt bei $\min(\sigma_{\min}) = 1/3$ und das Maximum von σ_{\max} liegt bei $\max(\sigma_{\max}) = 7,2$. Die Grenze des Arbeitsraums für maximale Singulärwerte $\leq 7,2$ ist in Abbildung 5.6b) dargestellt.

Der maximale Singulärwert dient zur Abschätzung von Kräften auf die Antriebe. Bei einer Belastung des TCP mit einer Kraft von 5 N ergeben sich Kräfte auf die Antriebe von $F_{\max} = 7,2 \cdot 5 \text{ N} = 36 \text{ N}$ in bestimmten Belastungsfällen und Mechanismus-Stellungen. Im

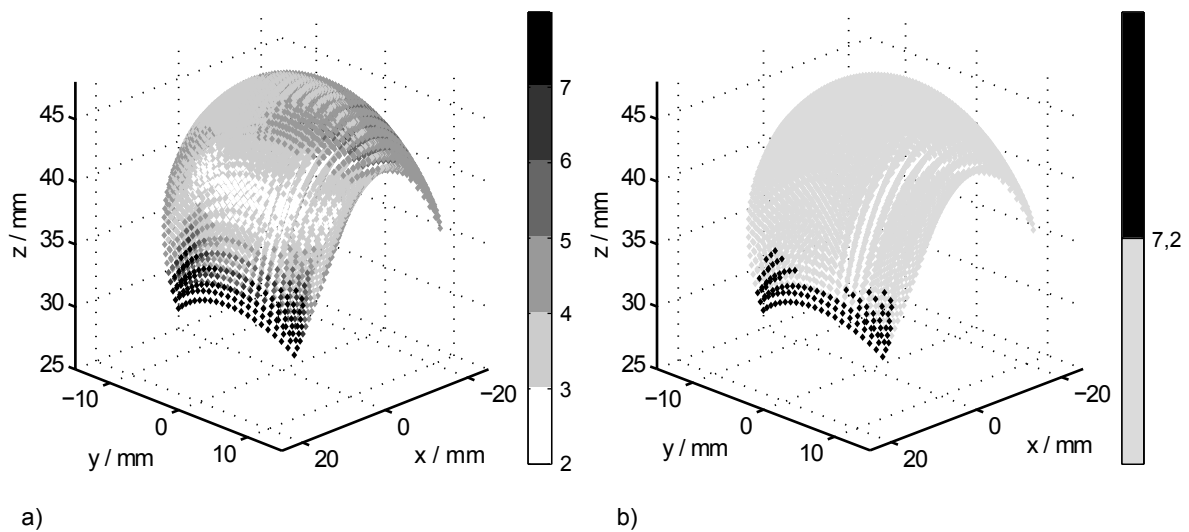


Abbildung 5.6.: Maximale Singulärwerte (σ_{max}) über dem Arbeitsraum. a) schattierte Darstellung mit Abstufung der Singulärwerte. Der Grauwert gibt die Höhe von σ_{max} an. Wenn das Übertragungsverhalten des Mechanismus z.B. in einem Bereich zwischen 2 und 3 liegen soll, dann kommt als Arbeitsraum der weiß dargestellte Bereich in Frage. b) Teilung des Arbeitsraums bei dem Abtastpunkt 8500 (siehe Abbildung 5.5). Die Singulärwerte $\sigma_{max} > 7,2$ liegen schwarz dargestellt im Randbereich des Arbeitsraums. Hier zeigt der Mechanismus die Tendenz zu einem singulären Verhalten.

kurzzeitigen Betrieb können die verwendeten Antriebe mit der gewählten Übersetzung eine Maximalkraft von $F_{max} = 26,7 \text{ N}$ bereitstellen (Kapitel 6.1.2). Eine Optimierung des Mechanismus ist hier unumgänglich, wenn eine Maximalkraft von 5 N am TCP in jeder Stellung zur Verfügung stehen soll. Der minimale Singulärwert dient zur Abschätzung von Geschwindigkeiten am TCP. Bei einer Sollgeschwindigkeit von 20 mm/s am TCP muss mit der ermittelten Geschwindigkeitsübersetzung des Mechanismus von $\min(\sigma_{min}) = 1/3$ eine Geschwindigkeit von $v_{max} = 3 \cdot 20 \text{ mm/s} = 60 \text{ mm/s}$ an den Antrieben bereitgestellt werden. Die gewählten Antriebe übertreffen diesen Wert mit $\geq 98,17 \text{ mm/s}$ im regulären Betriebsbereich (Kapitel 6.1.2). Hier ist keine Optimierung notwendig, eine Verschiebung der Übersetzung der Antriebsleistung in Richtung höherer Kräfte könnte noch stattfinden.

5.2.2. Gelenke

Analog zum vorherigen Abschnitt kann eine Betrachtung der Übertragung von Kräften am TCP in Kräfte und Momente auf Gelenke innerhalb des Mechanismus durchgeführt werden. Das Verhalten im Inneren des Mechanismus wird von der JACOBI-Matrix nicht abgebildet. Abbildung 5.8 verdeutlicht dies anhand eines einfachen Getriebes mit einem Freiheitsgrad. Die beiden dargestellten Hebelmechanismen haben in der gewählten Stellung etwa die gleiche Übersetzung von ≈ 1 . Die Schnittkraft f_{innen} in dem innenliegenden Gelenk unterschei-

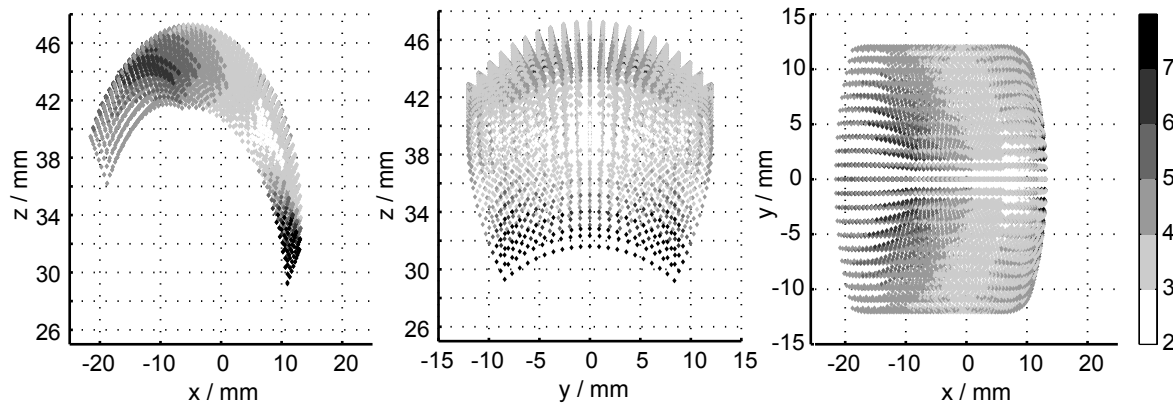


Abbildung 5.7.: Projektionsansichten der maximalen Singulärwerte über dem Arbeitsraum aus Abbildung 5.6a)

det sich jedoch deutlich in den beiden Fällen.

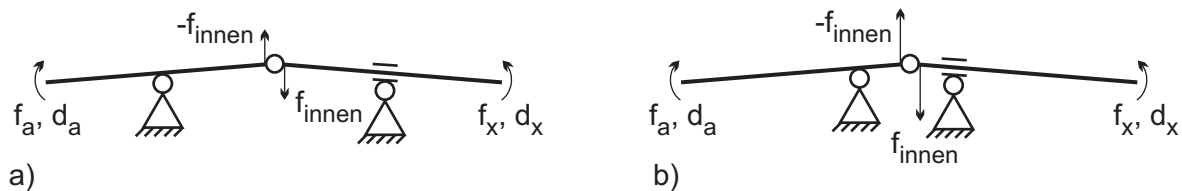


Abbildung 5.8.: Kraftübertragung in ein Hebelgetriebe mit einem Freiheitsgrad. Die Getriebeübersetzung ist in den Fällen a) und b) in der gewählten Stellung etwa gleich 1 ($d_x \approx d_a$), dennoch ist die Schnittkraft f_{innen} in dem Gelenk in beiden Fällen deutlich unterschiedlich.

Ein parallelkinematischer Mechanismus ist eine Verallgemeinerung des Falls aus Abbildung 5.8. Die Übersetzung der Kräfte vom Ein- und Ausgang des Hebelwerks in sein Inneres ist jedoch nicht mehr offensichtlich. Bei der Analyse des Verhaltens können wieder Singulärwerte zur Beurteilung herangezogen werden. Sei \mathbf{f}_{innen} der Vektor der inneren Kräfte oder Momente $f_{innen,1}$ bis $f_{innen,m}$ und \mathbf{f}_x der Vektor der Kräfte oder Momente am TCP $f_{x,1}$ bis $f_{x,n}$, dann kann man analog zu Gleichung (5.4) eine $n \times m$ JACOBI-Matrix \mathbf{J}_{innen} für die Übertragung von TCP-Belastungen auf innere Kräfte wie folgt definieren:

$$\mathbf{f}_{innen} = \mathbf{J}_{innen}^T \cdot \mathbf{f}_x \quad (5.9)$$

Wichtig ist hier wieder die Trennung von Momenten und Kräften in vier zu betrachtende Fälle:

1. Belastung mit externen Momenten, Berechnung von inneren Momenten
2. Belastung mit externen Momenten, Berechnung von inneren Kräften

3. Belastung mit externen Kräften, Berechnung von inneren Momenten

4. Belastung mit externen Kräften, Berechnung von inneren Kräften

Im Folgenden wird eine Simulation im Sinne von Punkt 2. und 4. durchgeführt. Auf eine Belastung mit externen Momenten wird verzichtet, da von dem verwendeten Werkzeug keine Momente eingekoppelt werden. Die Betrachtung für eine Belastung mit Momenten ist jedoch vollständig analog.

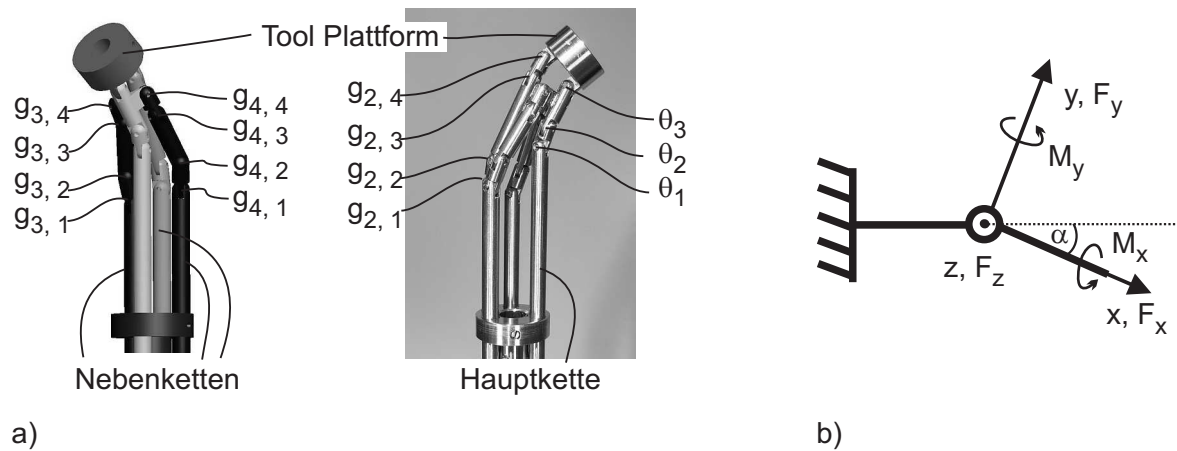


Abbildung 5.9.: a) Lage und Bezeichnung der untersuchten Drehgelenke innerhalb des Mechanismus. b) Definition eines gelenkfesten Koordinatensystems eines um α ausgelenkten Gelenks, in dem die Kräfte (F_x , F_y , F_z) und Momente M_x , M_y durch die Simulation ermittelt werden. Das Gelenk ist an einem Ende fest eingespannt und das Koordinatensystem ist mitbewegt. Alle Drehgelenke werden in der Simulation gleich behandelt, um ein generelles Auslegungskriterium für ein Drehgelenk zu finden.

Der Mechanismus enthält viele gleichartige Drehgelenke. Ziel der Simulation ist es, Auslegungskriterien für ein Drehgelenk zu finden. Daher wird ein Gelenk-Koordinatensystem nach Abbildung 5.9 in jedes Gelenk gelegt. Die Simulation in SimMechanicsTM liefert zu jeder TCP-Belastungsrichtung Kräfte und Momente in diesem Gelenk-Koordinatensystem. Nach der Gleichung (5.9) lassen sich nun getrennt nach Momenten und Kräften fünf verschiedene JACOBI-Matrizen und schließlich deren Singulärwerte berechnen. Die JACOBI-Matrizen enthalten die Übertragung von Kräften auf den TCP (\mathbf{f}_x) in Kräfte oder Momente auf jeweils alle Gelenkachsen ($\mathbf{f}_{innen,Fx}$, $\mathbf{f}_{innen,Fy}$, $\mathbf{f}_{innen,Fz}$, $\mathbf{f}_{innen,Mx}$, $\mathbf{f}_{innen,My}$). Die Momente um die z-Gelenkachsen ($\mathbf{f}_{innen,Mz}$) verschwinden, da die z-Achse in Gelenkrichtung liegt und das Gelenk in dieser Richtung kein Moment aufnimmt. Die betrachteten JACOBI-Matrizen berechnen sich daher wie folgt:

$$\begin{aligned}
 \mathbf{f}_{innen,Fx} &= \mathbf{J}_{innen,Fx}^T \cdot \mathbf{f}_x \\
 \mathbf{f}_{innen,Fy} &= \mathbf{J}_{innen,Fy}^T \cdot \mathbf{f}_x \\
 \mathbf{f}_{innen,Fz} &= \mathbf{J}_{innen,Fz}^T \cdot \mathbf{f}_x \\
 \mathbf{f}_{innen,Mx} &= \mathbf{J}_{innen,Mx}^T \cdot \mathbf{f}_x \\
 \mathbf{f}_{innen,My} &= \mathbf{J}_{innen,My}^T \cdot \mathbf{f}_x
 \end{aligned} \tag{5.10}$$

Von den Matrizen aus Gleichung (5.10) kann wiederum in jedem Punkt des Arbeitsraums nach Gleichung (5.8) eine Singulärwertzerlegung durchgeführt werden. Der maximale Singulärwert von J_{innen} ist ein Maß für die Übertragung der externen, am Mechanismus anliegenden Kräfte auf eine Belastung der Gelenkachsen in einer Richtung aber auch für die Übertragung des Gelenkspiels auf den TCP.

Das Diagramm in Abbildung 5.10 zeigt exemplarisch den maximalen Singulärwert für die Kraftübertragung auf die Gelenke in der x-Richtung. Die Achsenrichtungen sind in Abbildung 5.9b) definiert. Das Diagramm aus Abbildung 5.11 bestätigt im Rahmen von Ungenauigkeiten, die durch die Lage der Koordinatensysteme innerhalb des Modells zu erklären sind, dass die Momente um die z-Achse verschwinden. Die Singulärwerte der Torsionsbelastung haben die Einheit mm, da sie die Übertragung von Kräften am TCP in 1 N in eine Belastung einer Gelenkachse in 1 mNm beschreiben. Zur vollständigen Darstellung der Ergebnisse sind die weiteren Singulärwert-Diagramme im Anhang C.2 dargestellt.

Die Diagramme zeigen die aufsteigende Tendenz der Werte zum Rand des Arbeitsraums. Dieses Ergebnis ist vergleichbar mit dem Ergebnis aus dem Kapitel 5.2.1. Die singuläre Konfiguration am Rande des Arbeitsraums legt für die Auslegung der Gelenke eine Beschränkung des Arbeitsraums nahe. Strategien zur Vermeidung von Singularitäten und die Verringerung der maximalen Singulärwerte werden in Kapitel 5.4 behandelt. Für die folgenden Analysen wird der Arbeitsraum auf die Abtastpunkte 0 bis 8500 beschränkt.

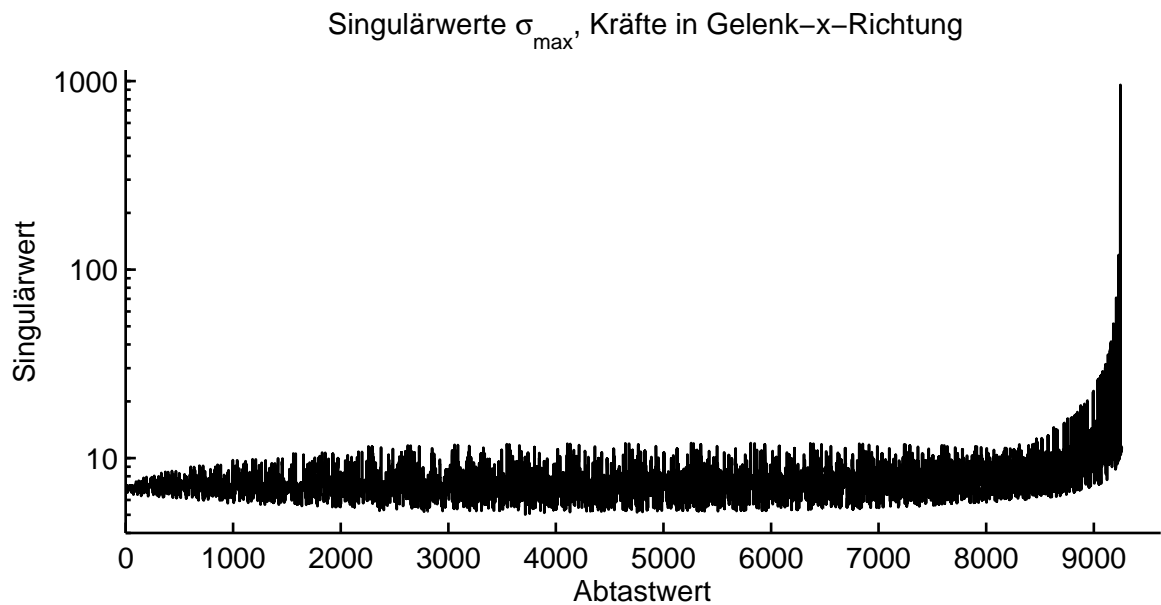


Abbildung 5.10.: Singulärwert σ_{\max} für Kraftbelastung der Gelenke in x-Richtung über dem Arbeitsraum. Eine Belastung am TCP übersetzt sich mit der Höhe des Singulärwertes in Kräfte auf die x-Gelenkachsen im Inneren des Mechanismus. Die x-Gelenkachse jedes passiven Gelenks wird mit dem Gelenk bewegt. Der Gelenkwinkel α (Abbildung 5.9) stellt sich entsprechend nach der Stellung des Gelenks ein.

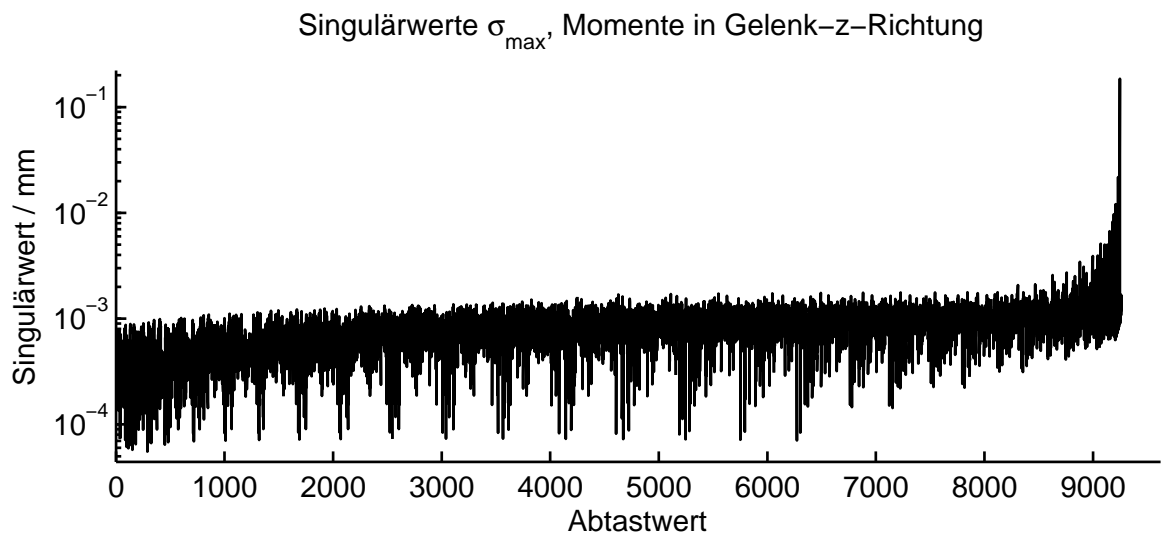


Abbildung 5.11.: Singulärwert σ_{\max} für Momentbelastung der Gelenke in z-Richtung über dem Arbeitsraum. Eine Belastung am TCP übersetzt sich mit der Höhe des Singulärwertes in Momente auf die z-Gelenkachsen im Inneren des Mechanismus. Das Diagramm bestätigt im Rahmen der Ungenauigkeit der Berechnung die Aussage, dass die Momente um die z-Achsen verschwinden, da es sich hierbei um die Gelenkachsen handelt. Die Einheit der Singulärwerte ist hier mm, da die Singulärwerte die Übertragung von Kräften am TCP in 1 N in eine Belastung einer Gelenkachse in 1 mNm beschreiben.

Gelenkspiel

Die Auswirkungen von Gelenkspiel auf die TCP-Position sind in den JACOBI-Matrizen aus Gleichung (5.9) enthalten. Wenn $d\mathbf{g}$ das Gelenkspiel (also eine kleine Veränderung der Lage) im Gelenkkoordinatensystem beschreibt, dann kann die Auswirkung auf die Lageänderungen des TCP $d\mathbf{x}$ mittels

$$d\mathbf{x} = \mathbf{J}_{innen} \cdot d\mathbf{g} \quad (5.11)$$

beschrieben werden.

Tabelle 5.3.: Gelenkspiel in feinwerktechnischen Gelenken mit einem rotatorischen Freiheitsgrad.

Beschreibung /Berechnung	Technische Zeichnung
Gelenk mit einem rotatorischen Freiheitsgrad, das mit einem Passstift montiert wird. Die Koordinatenachsen bezeichnen die Richtungen des Gelenkspiels. Die Drehachse des Gelenks zeigt in Richtung der z-Achse. Die Gelenkspalte sind dx , dy und dz . Die Strukturgröße a des Gelenks wird mit 3 mm berücksichtigt.	
Das Spiel in Richtung der Gelenkachsen dx und dy entspricht dem Gelenkspalt von $10 \mu\text{m}$, der durch eine Bohrungspassung entsteht. Der Gelenkspalt dz liegt bei sorgfältiger manueller Fertigung üblicherweise bei $30 \mu\text{m}$.	
Das Winkelspiel in Richtung der x-Achse lässt sich folgendermaßen abschätzen: $\tan(d\phi_x) = dz/a \Rightarrow d\phi_x \approx 0,57^\circ$	
Das Winkelspiel in Richtung der y-Achse lässt sich folgendermaßen abschätzen: $\tan(d\phi_y) = dz/a \Rightarrow d\phi_y \approx 0,57^\circ$	

Für die Beurteilung des Einflusses von Gelenkspiel in Gelenken mit einem Freiheitsgrad auf die Positioniergenauigkeit eines Mechanismus sind fünf Fälle zu unterscheiden. Diese sind in Tabelle 5.3 dargestellt. Das zu erwartende Gelenkspiel in einem feinwerktechnischen Gelenk ergibt sich durch eine einfache Rechnung und ist für jeden Fall in der Tabelle abgeschätzt. Zugrunde liegt ein genaues Gleitlager mit geringem Spiel. Im Bereich der Bohrung für den Gelenkstift kann z.B. mit einer Passung G7/h6 gefertigt werden. Dies bedeutet bei einem Nennmaß von 3 mm ein Gelenkspiel von $+4 \dots +16 \mu\text{m}$. Exemplarisch wird ein Spiel von $10 \mu\text{m}$ für die Berechnung zugrunde gelegt. Die Gelenkspalte an den Flächen sind üblicherweise aufwändiger zu fertigen als Bohrungen. Hier ist ein höheres Spiel von z.B. $30 \mu\text{m}$ zu erwarten.

Die Singulärwerte der Matrizen $\mathbf{J}_{\text{innen}}$ bilden jeweils einen Fall, nämlich das Spiel in einer Achsrichtung, ab. Sie sind die Übertragungsfaktoren für das Gelenkspiel auf den TCP. Tabelle 5.4 enthält ihre maximalen Singulärwerte ($\max(\sigma_{\max})$) der Matrizen über dem gesamten Arbeitsraum von Punkt 1 bis 8500 sowie die in Tabelle 5.3 berechneten Gelenkspiele in unterschiedlichen Achsrichtungen und die resultierenden zu erwartenden TCP-Spiele.

Tabelle 5.4.: Singulärwerte und Einfluss von Gelenkspielen. Das Maximum der maximalen Singulärwerte von den angegebenen JACOBI-Matrizen hat die Bedeutung von einem Übertragungsfaktor des Gelenkspiels in der jeweiligen Gelenkachsen-Richtung. Das zu erwartende TCP-Spiel berechnet sich aus dem Produkt des Singulärwertes und dem Gelenkspiel. Zur Berechnung der Singulärwerte wird der Arbeitsraum von Abtastpunkt 1 bis 8500 betrachtet.

	$\mathbf{J}_{\text{innen},F_x}$	$\mathbf{J}_{\text{innen},F_y}$	$\mathbf{J}_{\text{innen},F_z}$	$\mathbf{J}_{\text{innen},M_x}$	$\mathbf{J}_{\text{innen},M_y}$
$\max(\sigma_{\max})$	12,66	7,50	5,71	46,1 mm	18,0 mm
Absolutes Gelenkspiel (siehe Tabelle 5.3)	$10 \mu\text{m}$	$10 \mu\text{m}$	$30 \mu\text{m}$	$0,57^\circ = 0,01 \text{ rad}$	$0,57^\circ = 0,01 \text{ rad}$
Zu erwartendes TCP-Spiel	0,13 mm	0,08 mm	0,17 mm	0,46 mm	0,18 mm

Eine geometrische Addition der Positionsfehler aus Tabelle 5.4 liefert für das zu erwartende Spiel dx_{TCP} am TCP

$$dx_{TCP} = \sqrt{(0,13 \text{ mm})^2 + (0,08 \text{ mm})^2 + (0,17 \text{ mm})^2 + (0,46 \text{ mm})^2 + (0,18 \text{ mm})^2} = 0,54 \text{ mm}$$

Die Betrachtung zeigt, dass die hauptsächlichsten Anteile an diesem Spiel dem Gelenkspalt der Gelenkflächen zuzuschreiben sind. Konstruktive Verbesserungen des Gelenkspiels werden in der Umsetzung des Gesamtinstrumentes in Kapitel 6 vorgeschlagen.

Gelenkbelastung

Die Tabellen 5.5 und 5.6 enthalten als Ergebnis die obere und untere Grenze der Kräfte und Momente auf die unterschiedlichen Gelenkachsen über dem gesamten betrachteten Arbeitsraum. Der TCP wurde für diese Betrachtung mit einer Kraft von 5 N belastet. Die Maximalkräfte sind eng mit den maximalen Singulärwerten verknüpft. Sie spiegeln eine maximale Belastung über dem gesamten Arbeitsraum wieder.

Die Singulärwerte als Kennzahl für Belastungen über alle Gelenke sind geeignet, um eine Optimierung des gesamten Mechanismus durchzuführen, bzw. um das Gelenkspiel zu beurteilen. Die Information über maximal zu erwartende Kräfte kann jedoch direkt verwendet werden um Gelenke je nach Lage im Mechanismus für Belastungen auszulegen. Weiterhin enthalten die Tabellen 5.5 und 5.6 den maximalen und minimalen Auslenkungswinkel der Gelenke. Dieser muss auch als Auslegungskriterium herangezogen werden.

Die auftretenden Belastungen werden im Kapitel 5.3 verwendet, um monolithische Gelenke auf die maximalen Belastungen auszulegen.

Tabelle 5.5.: Maximale Kräfte und Momente auf die Drehgelenke innerhalb des Mechanismus bei getrennter Belastung des TCP mit 5 N in x-, y- bzw. z-Richtung sowie maximale Auslenkungswinkel der Gelenke. Die Gelenkbezeichnungen sind in Abbildung 5.9 festgelegt

Gelenk	$F_{x,max}$ /N	$F_{y,max}$ /N	$F_{z,max}$ /N	$M_{x,max}$ /mNm	$M_{y,max}$ /mNm	Gelenkwinkel /°
θ_1	27,44	6,13	7,24	110,6	30,2	40,00
θ_2	10,50	12,03	6,12	69,2	44,6	40,00
θ_3	5,18	9,81	9,88	138,0	50,0	40,00
$g_{2,1}$	14,59	0,07	2,51	3,4	10,1	17,24
$g_{2,2}$	14,63	0,05	0,07	3,3	1,3	23,28
$g_{2,3}$	12,21	12,62	0,07	3,4	0,3	42,06
$g_{2,4}$	6,73	11,70	12,62	48,4	18,6	70,67
$g_{3,1}$	19,45	1,79	2,90	1,6	14,5	19,03
$g_{3,2}$	20,25	0,26	0,05	1,5	0,3	26,86
$g_{3,3}$	16,32	12,00	0,22	1,8	0,9	37,25
$g_{3,4}$	7,40	7,84	8,79	37,7	47,0	23,15
$g_{4,1}$	19,52	1,44	8,14	37,6	40,7	23,33
$g_{4,2}$	20,34	0,38	1,44	35,3	12,7	17,11
$g_{4,3}$	16,38	7,92	0,98	35,2	3,9	49,97
$g_{4,4}$	15,98	11,38	7,92	37,6	27,7	36,71

Tabelle 5.6.: Minimale Kräfte und Momente auf die Drehgelenke innerhalb des Mechanismus bei getrennter Belastung des TCP mit 5 N in x-, y- bzw. z-Richtung sowie minimale Auslenkungswinkel der Gelenke. Die Gelenkbezeichnungen sind in Abbildung 5.9 festgelegt

Gelenk	$F_{x,min}$ /N	$F_{y,min}$ /N	$F_{z,min}$ /N	$M_{x,min}$ /mNm	$M_{y,min}$ /mNm	Gelenkwinkel /°
θ_1	-6,49	-7,76	-8,63	-77,1	-25,4	-40,00
θ_2	-27,43	-12,02	-7,76	-110,6	-44,7	-40,00
θ_3	-6,73	-22,31	-12,70	-138,6	-48,6	-40,00
$g_{2,1}$	-27,97	-0,07	-3,77	-3,4	-15,1	-17,24
$g_{2,2}$	-28,04	-0,07	-0,07	-3,3	-1,3	-32,50
$g_{2,3}$	-27,85	-12,57	-0,05	-3,4	-0,2	-42,07
$g_{2,4}$	-6,73	-27,04	-12,57	-48,2	-18,6	-37,93
$g_{3,1}$	-10,25	-0,05	-9,97	-37,6	-49,8	-23,34
$g_{3,2}$	-10,32	-0,38	-1,79	-35,3	-15,8	-17,09
$g_{3,3}$	-9,88	-8,79	-1,22	-35,2	-4,9	-49,95
$g_{3,4}$	-15,92	-11,39	-12,00	-16,1	-30,7	-36,73
$g_{4,1}$	-15,71	-1,79	-9,97	-30,2	-49,8	-19,02
$g_{4,2}$	-15,77	-0,32	-1,79	-28,3	-15,8	-26,90
$g_{4,3}$	-15,32	-12,05	-1,22	-28,3	-4,9	-37,28
$g_{4,4}$	-14,67	-5,73	-12,05	-30,2	-47,2	-23,12

Diskussion der Ergebnisse

Für die Beurteilung des Verhaltens der Gelenke innerhalb eines parallelkinematischen Mechanismus können die maximalen Singulärwerte herangezogen werden. Ähnlich zu der Betrachtung der statischen Kraftübertragung in Kapitel 5.2.1 zeigen sich bei der vorliegenden Konfiguration des Mechanismus Singularitäten am Rand des Arbeitsraums. Im Sinne einer Gesamtoptimierung des Mechanismus erweisen sich Singulärwerte daher wieder als geeignetes Gütemaß.

Die Singulärwerte der JACOBI-Matrizen zur Übertragung von Kräften auf den TCP in die einzelnen Gelenke liefern eine Abschätzung des Einflusses von Gelenkspielen auf den TCP. Hier zeigt sich, dass das Spiel zwischen den Laufflächen der rotatorischen Gleitlagerungen den höchsten Anteil an dem zu erwartenden Gesamtspiel enthält. Eine mechanische Verbesserung dieses Spiels ist anzuraten (Kapitel 6)

Die Aussagen der Singulärwerte zur Auslegung von Gelenken für Belastungen sind jedoch zu wenig differenziert. Eine Berechnung von Maximal- und Minimal Kräften innerhalb der einzelnen Gelenke kann als Auslegungskriterium für Belastungen gelten. Bei der vorliegenden Mechanismus-Konfiguration ergeben sich trotz Einschränkung des Arbeitsraums immer noch sehr hohe Anforderungen an die einzelnen Gelenke. In den Tabellen 5.5 und 5.6 sind die maximalen und minimalen Kräfte auf die Gelenke hervorgehoben. Zugkräfte von

bis zu 28 N auf ein Drehgelenk bei einer Belastung des TCP von 5 N können auftreten. Dies entspricht einem Übersetzungsverhältnis von ca. 5,6 und ist auf die relativ lange Bauform und auf die großen Auslenkungen der Instrumentenspitze zurückzuführen. Eine Einschränkung des Arbeitsraums bzw. eine Optimierung der Strebenlängen und Anordnungen ist hier sinnvoll.

Für eine monolithische Umsetzung des Mechanismus (Kapitel 5.3) stellen die großen Auslenkungen der Gelenke zusätzlich eine hohe Anforderung dar. Gelenkwinkel bis ca. 70° können auftreten. Eine symmetrische Auslenkung um eine Grundstellung des Gelenks kann die Anforderungen an die Gelenke vermindern. Das Gelenk $g_{2,4}$ wird um $-37,93^\circ$ bis $70,67^\circ$ ausgelenkt. Dies entspricht einer symmetrischen Auslenkung um $\pm(70,67 + 37,93)^\circ/2 = \pm 54,3^\circ$.

5.3. Untersuchung flexibler Strukturen

In diesem Kapitel wird die Möglichkeit untersucht, den vorgestellten Mechanismus in einem monolithischen Fertigungsprozess montagefrei herzustellen. Als Konstruktionswerkstoff kommt nur ein Thermoplast in Frage, da aus diesem Werkstoff sowohl starre Streben, als auch flexible Gelenke mit hohen Biegewinkeln hergestellt werden können. Als Fertigungsprozesse eignen sich Kunststoff-Spritzguss oder ein kombinierter Prozess aus Spritzguss für die Mechanismus-Form und Prägen für Festkörpergelenke. Der Vorteil einer solchen Fertigung liegt auf der Hand: die Herstellung einer Kunststoff-Instrumentenspitze kann kostengünstig ohne weiteren Montageaufwand durchgeführt werden. Ein so hergestellter parallelkinematischer Mechanismus kann für jede Operation als Einmalartikel steril verwendet werden. Er müsste nicht wieder gereinigt und sterilisiert werden, was bei feinen mechanischen Strukturen (wie z.B. Gelenkspalten oder Seilzugmechaniken) grundsätzlich als problematisch anzusehen ist.

Festkörpermechanismen wurden bereits zahlreiche für parallelkinematische Mechanismen entworfen [119], [120], wobei die Strukturen oftmals für hochpräzise Bewegungen im Bereich der Mikro- und Nano-Positionierung eingesetzt werden [68], [62]. Dies setzt bei relativ großer Bauform nur sehr kleine Bewegungen voraus. Aus diesem Grund werden die Strukturen oftmals aus Metallen gefertigt. Für große Bewegungen im Vergleich zur Baugröße wurden Mechanismen entworfen, die keine konzentrierten Gelenkachsen besitzen, sondern insgesamt einer Verformung unterliegen [121], [122]. Präzise Bewegungen sind möglich, wenn die Materialspannungen und damit die Bewegungen auf bestimmte Bereiche (Festkörpergelenke) konzentriert werden.

5.3.1. Auslegung von Gelenken

Die wichtigsten und gleichzeitig kritischsten Konstruktionselemente in einem monolithisch hergestellten Mechanismus sind die Gelenke. Sie müssen in der Hauptbewegungsrichtung möglichst biegeschlaff, in den unerwünschten Bewegungsrichtungen jedoch möglichst biegesteif sein. Außerdem müssen sie den Biegewechseln durch Bewegung des Mechanismus während der gesamten Operation standhalten. Zusätzlich ist eine hohe Präzision der Drehachse notwendig, damit die kinematischen Berechnungen anwendbar sind.

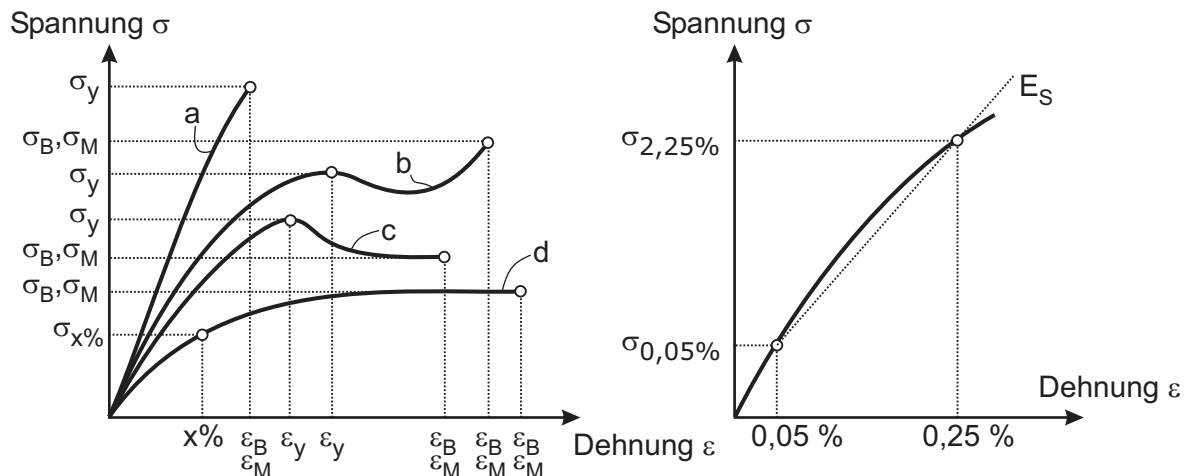


Abbildung 5.12.: Kennwerte im Spannungs-Dehnungs-Diagramm nach [123]. a) spröde Werkstoffe; b),c) zähe Werkstoffe mit Streckgrenze; d) zähe Werkstoffe ohne Streckgrenze; σ_y = Streckspannung; ϵ_y = Streckdehnung; σ_B = Bruchspannung; ϵ_B = Bruchdehnung; σ_M = Zugfestigkeit; ϵ_M = Dehnung bei Zugfestigkeit; E_s = Sekantenmodul (aus messtechnischen Gründen wird der Elastizitätsmodul nicht als Tangente an den Nullpunkt, sondern als Sekante zwischen 0,05 % und 0,25 % gemessen); $[\sigma] = 1 \text{ MPa}$; $[\epsilon] = \%$

Nach Kapitel 3.2.1 kommen innerhalb des Mechanismus ausschließlich Gelenke mit einem Rotationsfreiheitsgrad zum Einsatz, damit eine Umsetzung als Festkörpergelenk potentiell einfach möglich ist. In vielen Anwendungsfällen werden aufgrund der analytischen Berechenbarkeit und der Präzision der Drehachse Gelenke mit einem kreisförmigen Ausschnitt wie in Abbildung 3.5a) verwendet. Die Federeigenschaften dieser Gelenke lassen sich auf Basis einer Veröffentlichung von PAROS ET. AL [124] analytisch berechnen. Die vorgestellte Berechnung wird oft zitiert, gilt jedoch aufgrund der angenommenen Biegetheorie nur für kleine Auslenkungen. NAUNDORF [125] stellt bei Untersuchungen an Festkörpergelenken aus Polypropylen (PP) einen Abfall der Biegesteifigkeit auf bis 50% des Anfangswerts bei 10^4 Biegezyklen fest.

Die Gelenke in dem vorgestellten Mechanismus müssen nach den Ergebnissen aus Abschnitt 5.2.2 für große Auslenkungen ($\pm 54,3^\circ$) entworfen werden. HOWELL [126] macht deutlich, dass für Gelenke mit großen Auslenkungen aufgrund des hohen Verhältnisses von

Streckspannung (σ_y) zu Elastizitätsmodul (E) Kunststoffe die am besten geeigneten Werkstoffe sind. Tabelle 5.7 zeigt typische Kennwerte von σ_y und E für unterschiedliche Materialien. Die Bedeutung des Verhältnisses σ_y/E entspricht etwa der Streckdehnung ϵ_y , gibt also eine maximale Dehnung in % an, bei der das Material noch nicht wesentlich geschädigt wird. Werte für ϵ_y sind jedoch in der Literatur nicht tabelliert. Abbildung 5.12 veranschaulicht die Kenngrößen im Spannungs-Dehnungs-Diagramm.

Tabelle 5.7.: Verhältnis von Streckspannung zu E-Modul von unterschiedlichen Materialien. Die hohen Verhältnisse bei Kunststoffen zeigen, dass Kunststoffe für Gelenke mit großen Auslenkungen geeignet sind. Metalle dagegen sind eher für Gelenke mit kleinen Auslenkungen geeignet. Quelle: [127]

Material	Streckspannung σ_y / MPa	Elastizitätsmodul E / GPa	Verhältnis $\sigma_y/E \cdot 10^{-3}$
Stahl	310 – 1850	108 – 212	2,9 – 8,7
Aluminium	70 – 165	68 – 82	1,0 – 2,0
Titan	240 – 640	103	2,3 – 6,2
Polypropylen (PP)	21 – 41	0,7 – 1,5	30,0 – 27,3
Polyamid (PA)	50 – 100	1,5 – 3,3	33,3 – 30,3

Gelenke, die einen großen Auslenkungswinkel erreichen sollen, müssen dehnungsbezogen ausgelegt werden. Die Randfaserdehnungen innerhalb der Gelenke dürfen ein Maximum nicht überschreiten, um ein Materialversagen im Betrieb auszuschließen. ERHARD [123] stellt hierzu die Grundlagen dar. KUNZ ET AL. [128] erweitern die Theorie auf Gelenke weiterer Geometrien und bringen den Ansatz in gute Übereinstimmung mit einer Finiten-Elemente-Simulation. Für die dehnungsbezogene Auslegung werden Gelenke mit Querschnittsgeometrien nach Abbildung 5.13 betrachtet.

Eine symmetrisch auslegbare Geometrie bietet das Gelenk nach Abbildung 5.13b). Dieses soll hier verwendet werden, da die Gelenke in dem Mechanismus in beide Richtungen ausgelenkt werden. Sie ist bezüglich der auftretenden Randfaserdehnungen ϵ_b in [128] beschrieben:

$$\epsilon_b \approx \frac{h}{2 \cdot l^*} \cdot \beta \quad (5.12)$$

Hierbei sind β der Auslenkungswinkel des Gelenks und h die Dicke des Gelenkfilms (siehe Abbildung 5.13). l^* ist eine empirisch ermittelte Ersatzlänge und folgt in Abhängigkeit der Geometrieparameter l , ρ_1 , ρ_2 und h der Gesetzmäßigkeit

$$l^* \approx \left(0,68 + 0,83 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \right) \cdot \sqrt{h \cdot \rho_1} + 0,75 \cdot l \quad (5.13)$$

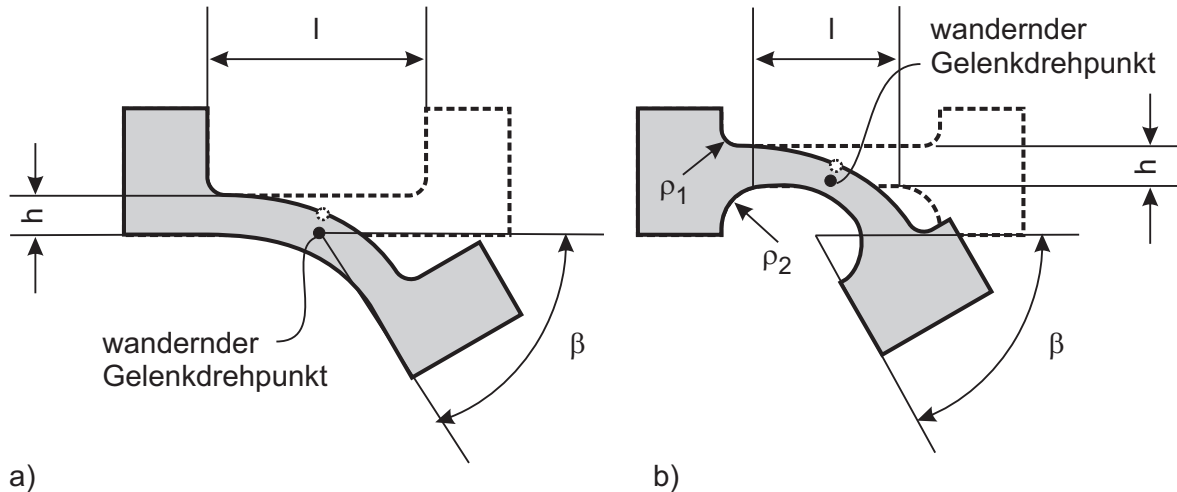


Abbildung 5.13.: Querschnitte von Festkörpergelenken zur dehnungsbezogenen Auslegung von Gelenken. a) einseitig verjüngter Querschnitt nach [129] und [123]. b) beidseitig verjüngter Querschnitt nach [128]. Der Gelenkdrehpunkt wandert mit steigendem Auslenkungswinkel β . Dies verändert das kinematische Verhalten des gesamten Mechanismus. Für eine präzisere Berechnung wird in Abbildung 5.26 ein weiterführender Vorschlag zur Einbeziehung der Veränderung in die kinematische Berechnung gemacht.

Damit wird Gleichung (5.12) zu

$$\varepsilon_b \approx \frac{1}{\left(1,36 + 1,66 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1 + \rho_2}\right) \cdot \sqrt{\frac{\rho_1}{h}} + 1,5 \cdot \frac{l}{h}} \cdot \beta \quad (5.14)$$

Die Randfaserdehnung ε_b kann mit der Gleichung (5.14) mit guter Näherung bestimmt werden. Ziel der Auslegung ist es, mit der Randfaserdehnung unterhalb des sogenannten Dehnungsausschlags ε_a zu bleiben, der ein Maß für die Beanspruchbarkeit bei häufigen Biege- und Dehnungswechseln ist. Der Dehnungsausschlag ist nicht direkt aus dem Spannungs-Dehnungs-Verlauf ersichtlich. Er ist eine experimentell in Biegeversuchen ermittelte Größe. Für eine dehnungsbezogene Auslegung müssen die Werte für den Dehnungsausschlag jedoch bekannt sein. Kunststoffe unterliegen bei Dehnungsbeanspruchung einem Konditionierungsprozess während der ersten Biege- und Dehnungswechsel eines Gelenks, der maßgeblich die Gelenkeigenschaften beeinflusst. Eine zuverlässige Auslegung kann daher nur auf empirisch ermittelten Daten beruhen. Der Dehnungsausschlag wird hierzu an Gelenkgeometrien durch häufige Biege- und Dehnungswechsel ($10^4 \dots 10^7$) ermittelt und liegt nach ERHARD deutlich über der Streckgrenze (ε_y) des Materials. In einer Firmenschrift von Ticona [129] sind ε_a -Werte für einige Kunststoffe bei hohen Biege- und Dehnungswechseln angegeben. Die in den unterschiedlichen Quellen angegebenen Werte lassen sich schlecht in Einklang bringen, da sie unter verschiedenen Biege- und Dehnungswechselzahlen an unterschiedlichen Kunststoffen aufgenommen wurden. Einige Werte sind in Tabelle

Tabelle 5.8.: Empirisch ermittelte Werte für den Dehungsausschlag ε_a . Die Randfaserdehnung ε_b in einem Gelenk muss unterhalb dieses Dehungsauslags liegen, um ein Versagen des Gelenks im Betrieb auszuschließen.

Kunststoff	$\varepsilon_a/\%$ bei n Biegewechseln				Quelle
	$n = 10^4$	$n = 10^5$	$n = 10^6$	$n = 10^7$	
PP (1100L)	60	60	k.A.	k.A.	[123]
POM (H2320)	35	30	k.A.	k.A.	[123]
PP Hostalen PPR1042	k.A.	k.A.	2,7	2,1	[129]
POM Hostaform S 9063	k.A.	k.A.	4	3	[129]

5.8 aufgeführt. Sie differieren je nach Quelle um einen Faktor 20 bei unterschiedlichen Biegewechselzahlen.

Neben dem Dehungsausschlag ε_a ist für die Werkstoffauswahl auch die Restfestigkeit nach den Biegewechseln wichtig. Diese kann nur anhand von Zugversuchen nach den Biegeversuchen bestimmt werden. Praktische Untersuchungen an Kunststoff-Festkörpergelenken wurden hierzu von SCHMIDT [130] und NAUNDORF [125] in großem Umfang durchgeführt und ausgewertet. Bei ihren Versuchen zeigt sich, dass PP als Material für Festkörpergelenke am besten geeignet ist. Die jüngere Veröffentlichung praxisrelevanter Daten der Firma *Ticona* [129] schlägt aufgrund der sehr guten Biegewechselstabilität auch Polyoxymethylen (POM) als Konstruktionswerkstoff vor, SCHMIDT findet bei Gelenken aus POM jedoch eine deutlich geringere Anzahl von Biegewechseln als bei Gelenken aus PP. In der Tabelle 5.9 sind einige Werte von Restfestigkeiten von Gelenken aus PP zusammengefasst. Die Kennwerte sind stark von dem verwendeten Kunststoff, von der Herstellungsart des Gelenks (geprägt oder spritzgegossen), von der Geometrie, von der Anzahl der durchgeführten Biegewechsel und von der Auslenkung während eines Biegewechsels abhängig. Grundsätzlich lässt sich festhalten, dass geprägte Gelenke besser geeignet sind als spritzgegossene [130]. Die Gelenkgeometrien zu den Ergebnissen aus der Tabelle 5.9 befinden sich in Abbildung 5.14.

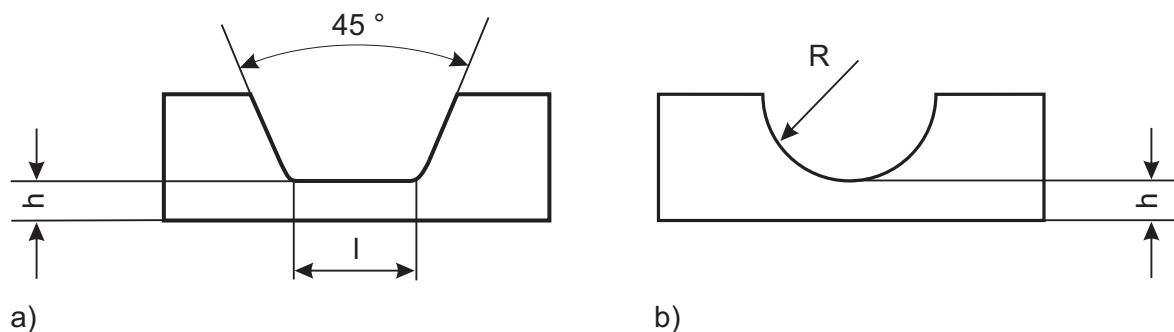


Abbildung 5.14.: Querschnitte von Festkörpergelenken, die zu den Ergebnissen in der Tabelle 5.9 führen. a) Filmausschnitt b) Halbkreisausschnitt.

Tabelle 5.9.: Restfestigkeit von Filmgelenken nach Biegebeanspruchung. Die Werte sind von dem Herstellungsverfahren, der Geometrie, dem Werkstoff und der Biegebeanspruchung abhängig. Der Ausschnitt ist in Abbildung 5.14 dargestellt. Es bedeutet R = Kreis mit Radius R , l = Film mit Länge l .

Kunststoff	Herstellungsverfahren	Ausschnitt / mm	h / mm	Biegewechsel	Auslenkung	Restfestigkeit (aus Diagramm) / $\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$	Quelle
PP + Glas ¹	Spritzguss	$l = 1,2$	0,6	$2 \cdot 10^6$	$\pm 90^\circ$	1,5	[130]
PP + Glas ¹	Spritzguss	$l = 1,2$	0,4	$2 \cdot 10^6$	$\pm 90^\circ$	9	[130]
PP + Elast. ²	Spritzguss	$l = 1,2$	0,6	$2 \cdot 10^6$	$\pm 90^\circ$	16,5	[130]
PP + Elast. ²	Spritzguss	$l = 1,2$	0,4	$2 \cdot 10^6$	$\pm 90^\circ$	25,5	[130]
PP + Glas ¹	prägen	$R = 1,2$	0,75	$2 \cdot 10^6$	$\pm 90^\circ$	13,5	[130]
PP + Glas ¹	prägen	$R = 1,2$	0,55	$2 \cdot 10^6$	$\pm 90^\circ$	39,5	[130]
PP + Elast. ²	prägen	$R = 1,2$	0,75	$2 \cdot 10^6$	$\pm 90^\circ$	47	[130]
PP + Elast. ²	prägen	$R = 1,2$	0,55	$2 \cdot 10^6$	$\pm 90^\circ$	66,5	[130]
PP-H ³	Spritzguss	$R = 2,2$	0,3	$2 \cdot 10^4$	176°	58	[125]
PP/PE-BC ⁴	Spritzguss	$l = 5,4$	0,3	$2 \cdot 10^4$	176°	42	[125]
¹ PP + 20 % Kurzglasfaser, Hostalen PPN VP7780 GV20							
² PP + 20 % Talkum + Elastomer, Hostalen PPN VP7118 TV20							
³ PP Hochpolymer P7000							
⁴ PP/PE Block-Copolymer P7700							

Im Folgenden wird zunächst ein einzelnes Gelenk und im nächsten Kapitel ein monolithischer parallelkinematischer Mechanismus aus Kunststoff ausgelegt und mittels Finite-Elemente-Simulation untersucht.

Die Schwierigkeit bei der Auslegung eines Gelenks liegt in der mangelnden Verfügbarkeit von Messdaten an realen Festkörpergelenken mit zahlreichen Biegewechseln. Das Verhalten eines Kunststoffs beim Einsatz als Filmgelenk kann nicht pauschal abgeschätzt werden, da geometrische Veränderungen am Gelenk oder fertigungstechnische Aspekte hier einen hohen Einfluss haben. Die in den Tabellen 5.8 und 5.9 angegebenen Werte wurden an PP und POM gemessen, sind jedoch sehr alt. Inzwischen sind deutlich leistungsfähigere Kunststoffe verfügbar, die gezielt in biegebeanspruchten Teilen (z.B. Borsten einer elektrischen Zahnbürste) eingesetzt werden. Diese Kunststoffe sind speziell auf eine hohe Streckdehnung ausgelegt, um sich auch bei hoher Biegebeanspruchung überwiegend elastisch zu verhalten. Weiterhin ist die Zahl der zulässigen Biegewechsel besonders hoch. Diese Eigenschaften bietet z.B. Polyamid 612. Diese Kunststoffe werden von der Firma *Evonik Degussa GmbH* unter dem Handelsnamen *VESTAMID* hergestellt. Für die Simulation, die eine Abschätzung der Realisierbarkeit zeigt, werden im Folgenden Daten zu dieser Kunststoffgruppe aus der

Tabelle 5.10.: Für die Simulation eines Kunststoff-Festkörpergelenkes zugrunde gelegte Kennwerte von PA 612 Kunststoffen. Die Werte sind aus der Campus[®] Materialdatenbank für Kunststoffe entnommen.

Beschreibung	Wert	Bemerkung
Handelsname	<i>VESTAMID, Evonik Degussa GmbH</i>	Kunststoff mit guten elastischen Eigenschaften, der eine hohe Streckdehnung aufweist.
E-Modul (E)	1150...3050 MPa	Der E-Modul variiert über der Temperatur, der Kunststoffart und der Dehnung
Streckspannung σ_y	31...63 MPa	Die Streckspannung bestimmt die maximale Belastbarkeit eines Gelenks.
Streckdehnung ε_y	4...20 %	Die Streckdehnung wird als Auslegungsparameter für die Gelenkgeometrie verwendet.
Bruchdehnung ε_B	8...50 %	

Campus[®] Materialdatenbank in der Version 5.1 vom 04.12.2009 zugrunde gelegt. Diese sind in Tabelle 5.10 dargestellt.

Der Auslegungsprozess eines Gelenks geschieht zweistufig unter Zuhilfenahme der angegebenen Materialparameter:

1. Festlegen einer notwendigen Querschnittsfläche in der Einschnürung, um mit dem Gelenk bei einer gegebenen Zugfestigkeit des Materials die im Betrieb auftretenden Kräfte aufzunehmen.
2. Festlegen einer Querschnittsgeometrie und Ermitteln der minimal zulässigen Länge l des Gelenkes, um mit der Randfaserdehnung die Streckdehnung ε_y zu unterschreiten. Die Länge l sollte hierbei klein gewählt werden, damit die Drehachse des Gelenks möglichst präzise festgelegt ist.

Die Querschnittsfläche eines Gelenks muss so gewählt werden, dass sie den Belastungen im Betrieb standhält. Das Maximum der auftretenden Kräfte liegt mit $F_{max} \approx 28 \text{ N}$ in x-Richtung (Zug, Druck) der Gelenke (siehe Tabelle 5.5 und 5.6). Zugkräfte in dieser Höhe können nur aufgenommen werden, wenn die Querschnittsfläche A für die Dehngrenze σ_y nach Tabelle 5.10 ausreichend gewählt ist. Mit einem angenommenen Sicherheitsfaktor von 2 gilt

$$A \geq 2 \cdot \frac{F_{max}}{\sigma_y} = 2 \cdot \frac{28 \text{ N}}{63 \text{ N/mm}^2} = 0,89 \text{ mm}^2 \quad (5.15)$$

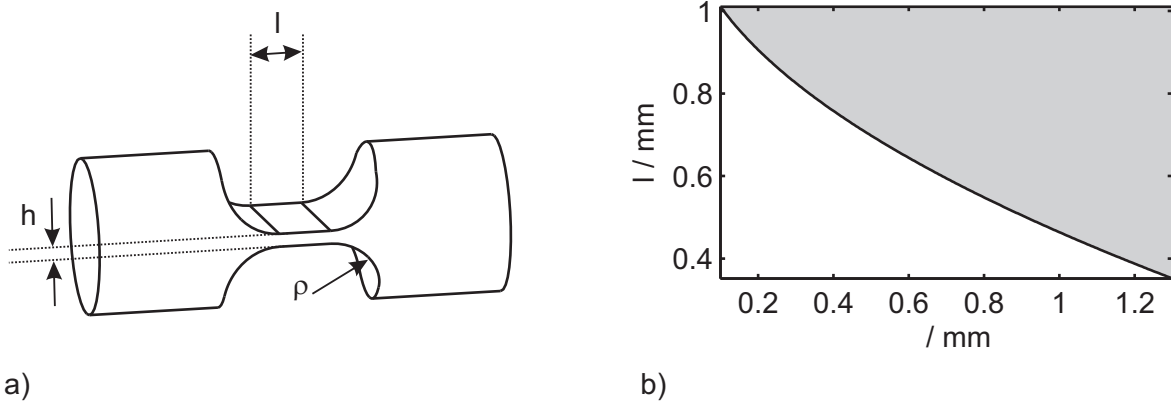


Abbildung 5.15.: Entworfenes Festkörper-Gelenk. Der Aufbau ist symmetrisch gewählt, um eine Einsetzbarkeit des Gelenks an allen Stellen in dem Mechanismus zu gewährleisten. a) Geometrie des Gelenks. Die Parameter h , l und ρ werden nach der maximal zulässigen Materialbelastung festgelegt. b) l über ρ bei der nach Gleichung (5.16) festgelegtem Filmdicke von $h = 0,3$ mm. Die Länge l kann umso kürzer gewählt werden, je größer der Radius an den Seiten des Gelenks ist. l darf die eingezeichnete Mindestlänge nicht unterschreiten und muss daher in dem grauen Bereich des Diagramms liegen.

Bei runden Mechanismus-Streben mit einem Strebendurchmesser von $D_s = 3$ mm (angelehnt an die feinwerktechnische Realisierung) muss eine Filmdicke h von

$$h \geq \frac{A}{D} = \frac{0,89 \text{ mm}^2}{3 \text{ mm}} = 0,3 \text{ mm} \quad (5.16)$$

vorgesehen werden.

Das Gelenk wird exemplarisch mit einer symmetrischen Geometrie berechnet. Die Geometrie wird demnach wie in Abbildung 5.13b) mit gleichen Radien $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ festgelegt. Die Parameter ρ und l werden im Folgenden dehnungsbezogen festgelegt. Eine Anpassung der Geometrie kann bei späteren Optimierungen für jedes einzelne Gelenk innerhalb des Mechanismus durchgeführt werden.

Der Auslenkungswinkel β wurde in Abschnitt 5.2.2 zu maximal $\pm 54,3^\circ$ bestimmt. Um den Radius ρ und die Länge l festzulegen wird Gleichung (5.14) nach l aufgelöst:

$$l = \frac{h}{\varepsilon_b} \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot \beta - 1,46 \cdot \varepsilon_b \cdot \sqrt{\frac{\rho}{h}} \right) \quad (5.17)$$

Da für das betrachtete Material kein Wert für den Dehnungsausschlag ε_b verfügbar ist, wird ein Wert angenommen, der deutlich unterhalb der maximalen Streckdehnung ε_y aus Tabelle 5.10 liegt. Das Diagramm in Abbildung 5.15b) zeigt den Verlauf von l über ρ für $h = 0,3$ mm, $\varepsilon_b = 15 \%$ und $\beta = 54,3^\circ$.

Bei dem festgelegten Strebendurchmesser von $D_s = 3$ mm kann ρ zwischen $\rho_{min} = 0$ mm

und $\rho_{max} = (D_s - h)/2 = 1,35 \text{ mm}$ frei gewählt werden, wenn ein vollständiger Viertelkreis an jeder Seite ausgeschnitten werden soll. l kann umso kürzer und so der Drehpunkt des Gelenks umso genauer gewählt werden, je größer der Radius ρ festgelegt wird. Durch Festlegen des Radius auf $\rho = 1,3 \text{ mm}$ ergibt sich als minimaler Wert für die Filmlänge $l_{min} = 0,352 \text{ mm}$. Für die Finite-Elemente-Analyse wird im Folgenden ein Gelenk mit den geometrischen Parametern nach Tabelle 5.11 verwendet.

Tabelle 5.11.: Geometrische Parameter des verwendeten Festkörpergelenks nach Abbildung 5.15a)

Parameter	Wert
Filmdicke h	0,3 mm
Filmlänge l	0,4 mm
Übergangsradius ρ	1,3 mm
Strebenquerschnitt	kreisförmig
Strebendurchmesser	3 mm

5.3.2. Finite-Elemente-Simulation eines Mechanismus

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Simulation eines monolithischen parallelkinematischen Mechanismus, der aus den Gelenken besteht, die konstruktiv im vorherigen Abschnitt ausgelegt wurden. Weiterhin wird ein Vergleich zu einem idealen Starrkörpermechanismus gezogen. Der Mechanismus wird in einer Grundstellung modelliert (siehe Abbildung 5.16), in der einige Gelenke ausgelenkt sind. In dieser Grundstellung ist der Mechanismus frei von mechanischen Spannungen. Die Randbedingungen für die Simulation sind in Abbildung 5.16 als externe Lager und Antriebe dargestellt. Die Abmessungen des Mechanismus wurden bereits in Tabelle 5.2 und Abbildung 5.1 beschrieben.

Der Mechanismus wird mit isotropem und linear elastischem Materialverhalten modelliert. Ein im Spritzgussverfahren hergestellter Mechanismus wird anisotrope Materialeigenschaften aufweisen, die durch die Ausrichtung von Kettenmolekülen entstehen. Für ein genaueres Abbild von monolithisch hergestellten Teilen sollte daher der Herstellungsprozess z.B. in Form von Spritzguss-Simulationen und Messungen an hergestellten Teilen einbezogen werden. Durch die Ausrichtung von Molekülketten und die damit verbundene Anisotropie sind jedoch Verbesserungen der mechanischen Eigenschaften speziell von Filmgelenken zu erwarten. Für die Simulation wird der Kunststoff *Vestamid DX9300nf cond.* der Firma *Evonik Degussa GmbH* zugrunde gelegt. Die entsprechenden Materialparameter sind in Tabelle 5.12 aufgeführt.

Um die Möglichkeit zu evaluieren, einen parallelkinematischen Mechanismus monolithisch aus Kunststoff herzustellen, sind zwei unabhängige Simulationen notwendig, die im Folgen-

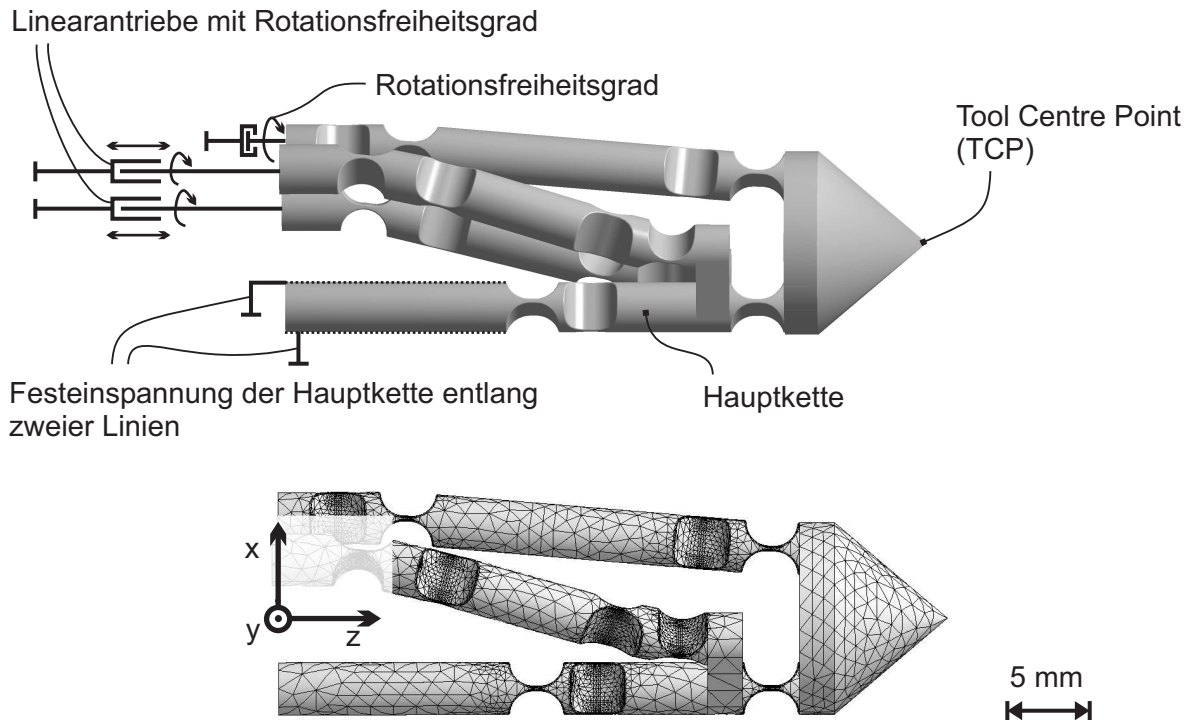


Abbildung 5.16.: Monolithischer Mechanismus. Die Gelenke sind gemäß Abschnitt 5.3.1 entworfen und für den Zusammenbau vorgeformt, um die Simulation aus einer Grundstellung mit gerade gerichteter Hauptkette zu starten. Bei einer Belastung des Mechanismus mit externen Kräften und Auslenkungen konzentrieren sich die Materialspannungen und Verformungen in den verjüngten Gelenken, sodass sich eine Bewegung ähnlich zu den bereits vorgestellten feinwerktechnischen Mechanismen ergibt. In der dargestellten Position ist der Mechanismus frei von mechanischen Spannungen. Oben: Simulationsrandbedingungen als ideale Lager und Antriebe. Unten links: Finite Elemente Vernetzung des Mechanismus. Die Vernetzung verdichtet sich an den verjüngten Stellen um dort genauere Ergebnisse zu erzielen. Unten links: Lage des Basiskoordinatensystems

den eingehend beschrieben werden:

- Analyse der Bewegung des Mechanismus auf vorgegebenen Trajektorien und Vergleich mit den Trajektorien der idealen Starrkörperberechnung
- Analyse der mechanischen Eigenschaften bei Belastung des Mechanismus am Tool-Centre-Point

Eine Finite-Elemente-Simulation ist aufgrund der großen Anzahl der durchzuführenden Berechnungen sehr zeitaufwändig. Daher ist eine vollständige Simulation des monolithischen Mechanismus in vielen Punkten des Arbeitsraums, wie sie in den Simulationen in den Abschnitten 5.1 und 5.2 durchgeführt wurde, praktisch nicht durchführbar. Die Simulationen beschränken sich daher auf beispielhaft ausgewählte Fälle.

Tabelle 5.12.: Materialeigenschaften des PA-612 Kunststoffs *Vestamid DX9300nf cond.*. Quelle: Campus[®] Materialdatenbank in der Version 5.1 vom 04.12.2009

Parameter	Wert
E-Modul E	1700 MPa
Streckspannung σ_y	52 MPa
Streckdehnung ε_y	20 %

Bewegungssimulation

Für eine Bewegungssimulation werden die Antriebe a_3 und a_4 gleichzeitig um 3 mm in negativer z-Richtung bewegt. Der Tool-Centre-Point schwenkt daraufhin hauptsächlich in positive x-Richtung. Die Gelenke $g_{1,1}$ und $g_{1,3}$ der Hauptkette werden ausgelenkt. $g_{1,3}$ wird nicht ausgelenkt. Abbildung 5.17 zeigt die Auslenkung des Mechanismus bei voll ausgelenkten Antrieben. Laut Starrkörpersimulation steigt der Winkel $g_{1,1}$ auf rund $31,2^\circ$ und $g_{1,3}$ auf ca. $-41,3^\circ$ an. $g_{1,3}$ hat damit die geforderte Grenze der Auslenkung für die Gelenke der Hauptkette (40°) nur leicht überschritten. Die Simulation entspricht daher noch dem üblichen Einsatz des Mechanismus. In Abbildung 5.18 ist die Bewegung verdeutlicht, die der Mechanismus bei dieser Ansteuerung im Arbeitsraum vollführt.

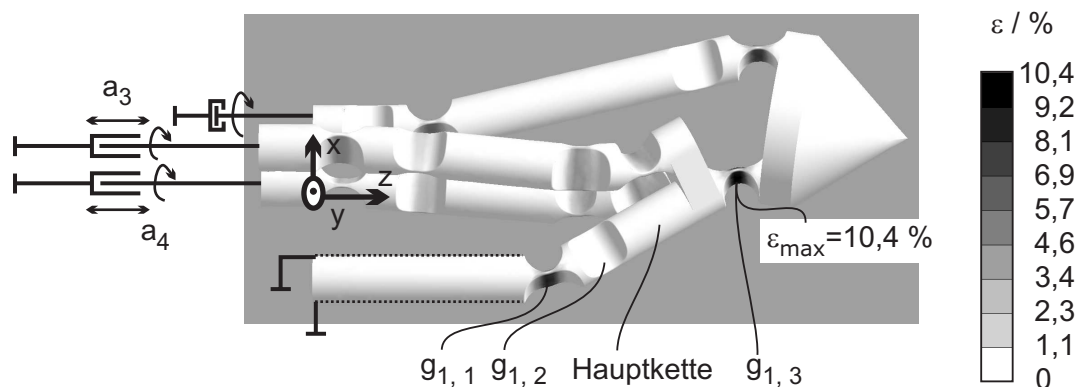


Abbildung 5.17.: Ausgelenkter monolithischer Mechanismus. Die Antriebe a_3 und a_4 sind um je 3 mm in negativer z-Richtung ausgelenkt. Die Gelenke $g_{1,1}$ und $g_{1,3}$ der Hauptkette werden dadurch ebenfalls ausgelenkt und der Tool-Centre-Point wandert hauptsächlich in positive x-Richtung. Durch die Bewegung wird innerhalb der Gelenke eine Dehnung erzwungen. Die maximale Dehnung von $\varepsilon_{\max} = 10,4 \%$ tritt in dem maximal ausgelenkten Gelenk $g_{1,3}$ auf.

Ein Vergleich der Finite-Elemente-Simulation mit der vorherigen, dehnungsbezogenen Auslegung des Gelenks liefert eine sehr gute Übereinstimmung der Randfaserdehnung in den entworfenen Gelenken. Der Finite-Elemente-Simulation kann entnommen werden, dass die Randfaser im Gelenk $g_{1,3}$ um maximal 10,4 % gedehnt wird (Abbildung 5.17). Mit Gleichung (5.14) zur Berechnung der Randfaserdehnung ε_b und den verwendeten Gelenkparametern aus Tabelle 5.11 ergibt sich für das Gelenk $g_{1,3}$ bei einer Auslenkung von $\beta = 41,3^\circ$

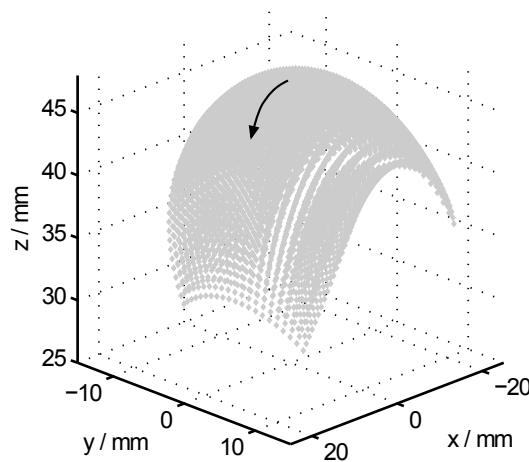


Abbildung 5.18.: Bewegung des TCP im Arbeitsraum während der Simulation. Der TCP bewegt sich auf in x- und in negativer z-Richtung. Das Gelenk $g_{1,3}$ der Hauptkette wird während dieser Bewegung bis an seinen maximalen Ausschlag verformt (siehe Abbildung 5.17).

$$\varepsilon_b \approx \frac{1}{\left(1,36 + 1,66 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1 + \rho_2}\right) \cdot \sqrt{\frac{\rho_1}{h}} + 1,5 \cdot \frac{l}{h}} \cdot \beta \approx 11,0 \%. \quad (5.18)$$

Die Bewegung des Tool-Centre-Point ist in den Abbildungen 5.19 bis 5.21 dargestellt. Abbildung 5.19 verdeutlicht, dass die absolute Bewegung des TCP in x-Richtung bei ca. 5,2 mm liegt. In y-Richtung liegt sie erwartungsgemäß bei 0 mm. In z-Richtung findet durch das Schwenken um die Hauptkettengelenke eine geringe Bewegung statt. Aus Abbildung 5.20 kann die Differenz der Ergebnisse zwischen den Berechnungen in ANSYS® und der idealen Starrkörpersimulation entnommen werden. Die Abweichung des TCP im monolithischen Mechanismus von der idealen (Starrkörper-) Trajektorie ist in z-Richtung am höchsten. Abbildung 5.21 verdeutlicht, dass es sich dabei um eine maximale Abweichung von ca. 11 % vom Vollausschlag handelt.

Um eine Verbesserung der Berechnungen bei monolithischen Mechanismen zu erzielen können zwei weiterführende Ansätze untersucht werden:

1. Ermitteln von Kennfeldern der Bewegung mittels umfangreicher Finite-Elemente-Simulationen und Korrektur der Starrkörperberechnung mittels der Kennfelder
2. Ermitteln von Eigenschaften der Starrkörper-Gelenke durch Finite-Elemente-Simulationen und Berücksichtigung der Ergebnisse durch konzentrierte (nichtlineare) Bauteile in der Starrkörperberechnung

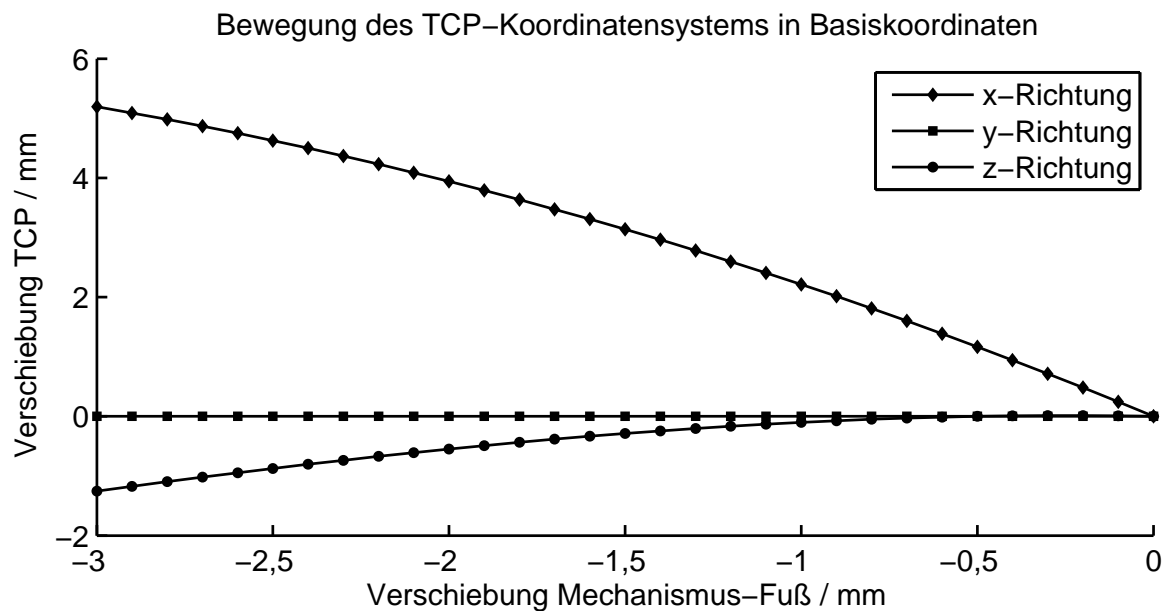


Abbildung 5.19.: Mittels Finite-Elemente-Simulation in ANSYS® berechnete Bewegung des Tool-Centre-Point bei Bewegung der Mechanismus-Füße 3 und 4 um -3 mm. Die beiden Mechanismus-Füße werden gleichzeitig ausgelenkt, sodass eine Bewegung hauptsächlich in x-Richtung stattfindet.

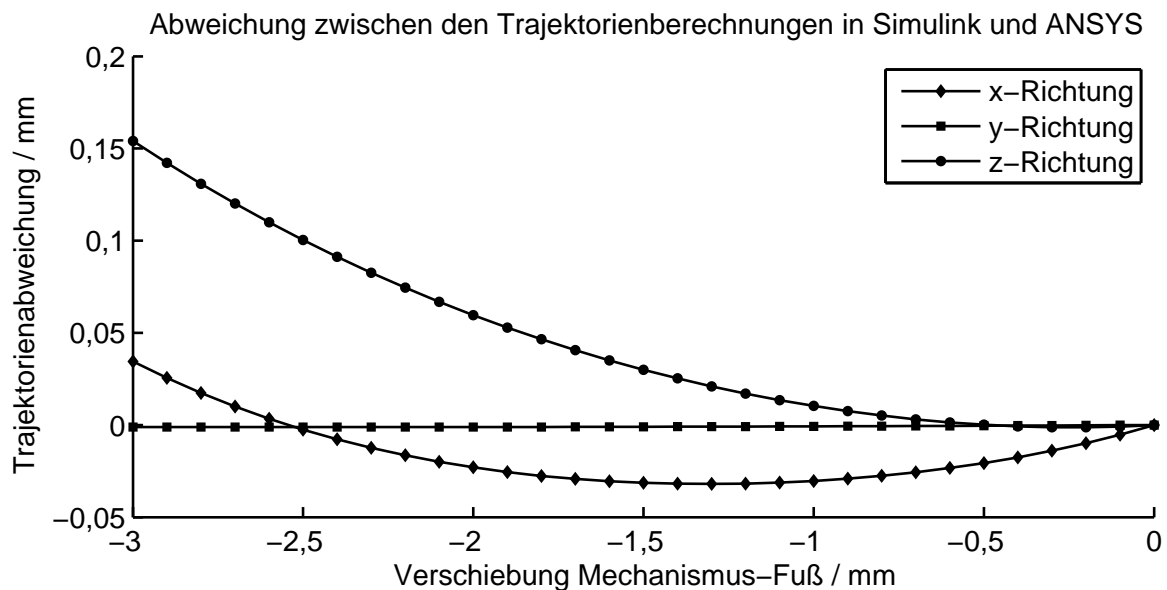


Abbildung 5.20.: Berechnete absolute Abweichung der Bewegung des Tool-Centre-Point zwischen einer Starrkörperberechnung in Simulink® und einer Finite-Elemente-Simulation in ANSYS®. Die Starrkörperberechnung bildet die Bewegung eines Mechanismus mit idealen Streben und Gelenken ab. Die Abweichungen der Finite-Elemente-Berechnung von dieser idealen Trajektorie entstehen hauptsächlich dadurch, dass die Gelenke durch die Rückstellkräfte des Materials in anderen, als der Hauptbewegungsrichtung verformt werden.

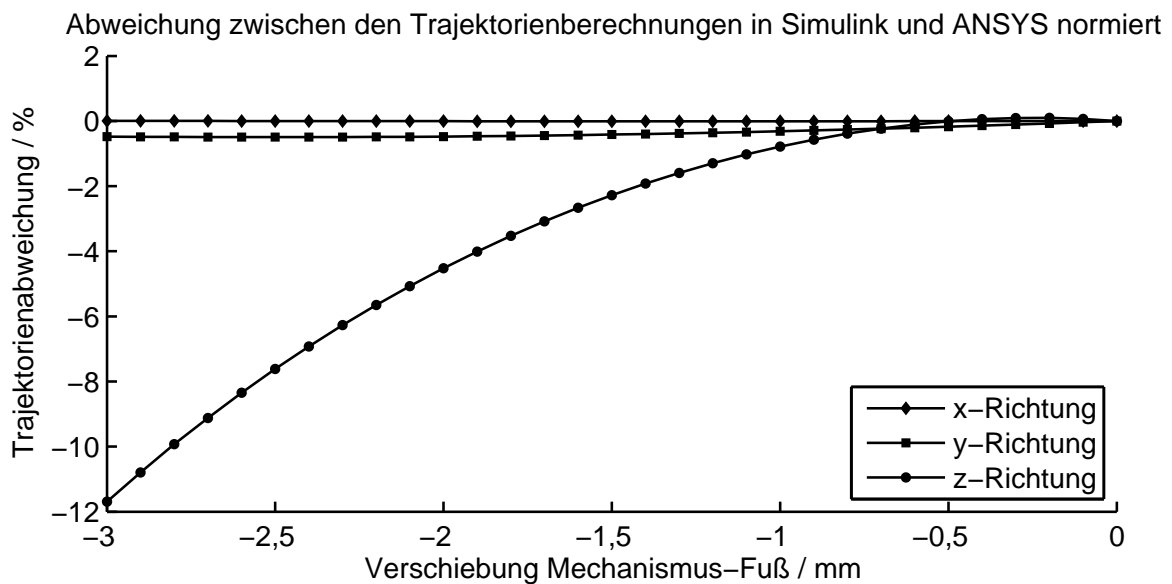


Abbildung 5.21.: Berechnete relative Abweichung der Bewegung des Tool-Centre-Point zwischen einer Starrkörperberechnung in Simulink® und einer Finite-Elemente-Simulation in ANSYS®. Die Abweichungen aus Abbildung 5.20 werden auf die Bewegung des TCP aus Abbildung 5.19 bezogen. Die relative Abweichung ist in z-Richtung mit ca. –11 % am höchsten.

Belastungssimulation

Für eine Belastungssimulation werden alle Antriebe in der Mechanismus-Grundstellung festgebremst (gerade gerichtete Hauptkette) und der Tool-Centre-Point wird mit Kräften in den globalen x-, y- und z-Richtungen belastet. Abbildung 5.22 zeigt die belasteten Fälle.

Der Mechanismus hält Kräften in Höhe von 5 N in x- und z-Richtung stand und verformt sich lediglich gering. Materialspannungen liegen bei diesen Fällen maximal bei $\sigma_{max} = 42,1$ MPa und damit unterhalb der Dehngrenze. Die für den Mechanismus höchsten Belastungen stellt eine Kraft auf den TCP in y-Richtung dar (Abbildung 5.22b). Hier führt eine Belastung von 5 N am TCP zum Versagen der Struktur. Die Belastung wird daher für das vorliegende Beispiel auf 1 N reduziert, wobei immer noch Materialspannungen von $\sigma_{max} = 60,7$ MPa auftreten. Diese liegen etwas oberhalb der Dehngrenze des betrachteten Kunststoffs. Dies ist hauptsächlich auf eine Torsionsbelastung der Gelenke in der Hauptkette zurückzuführen. Eine Torsionsbelastung ist eine Belastung mit einem Moment in Gelenk-x-Richtung (vgl. Abbildung 5.9b).

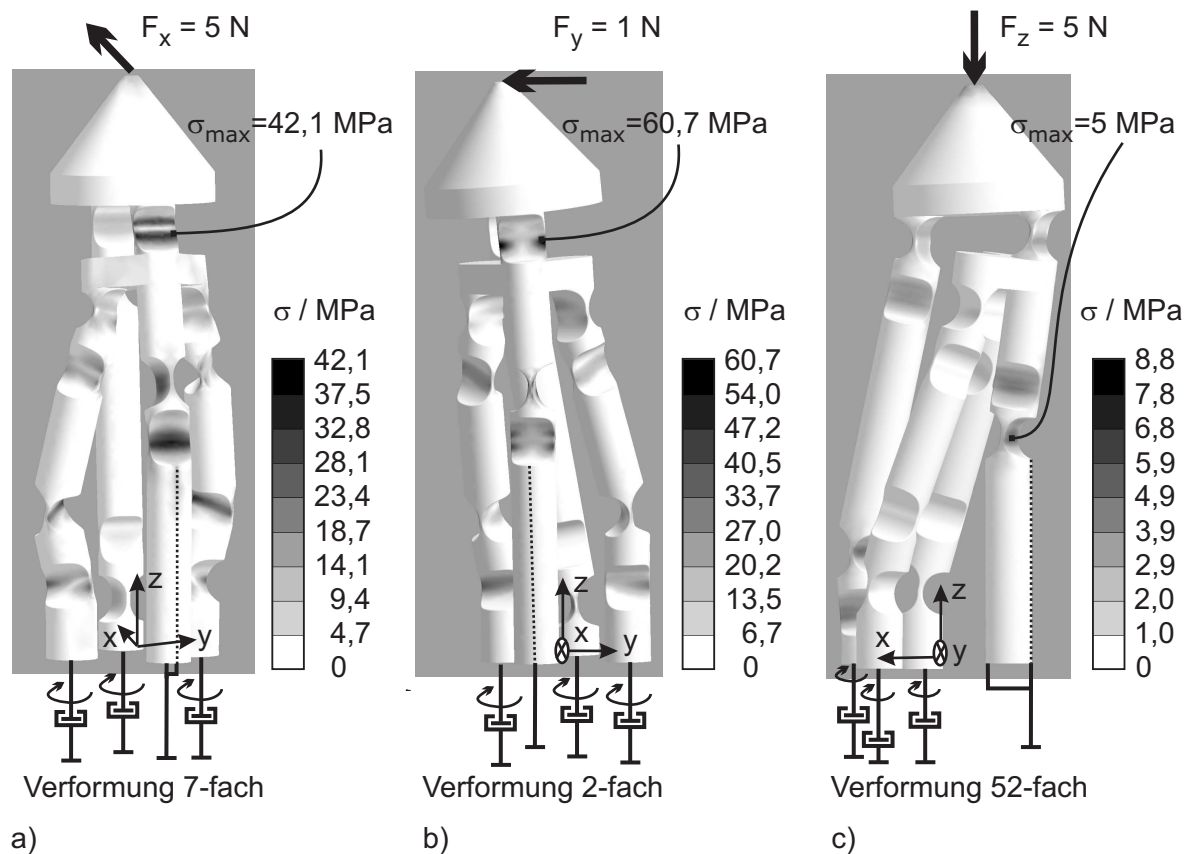


Abbildung 5.22.: Belastung des monolithischen Mechanismus mit Kräften am Tool-Centre-Point. Die Antriebe des Mechanismus werden in der Grundstellung festgebremst und eine Belastung erfolgt am TCP in verschiedenen Raumrichtungen. Die Verformung des Mechanismus ist übertrieben dargestellt. Die Materialspannungen steigen bei der Belastung in y-Richtung (b) besonders stark an. Hier wird bereits mit einer Kraft von 1 N die Streckspannung σ_y von 52 MPa überschritten. Dies ist im Wesentlichen auf eine Torsionsbeanspruchung der Gelenke zurückzuführen. Ein Abstützen der Tool Plattform mit weiteren kinematischen Ketten oder eine Verbreiterung der Gelenke bieten hier Möglichkeiten zur Reduktion der Materialspannungen.

Der Entwurf und die Optimierung von monolithischen parallelkinematischen Mechanismen sollten vor allem eine Verminderung der Torsionsbelastungen oder die Verbesserung der Kraftaufnahme in Torsionsrichtung zum Ziel haben. Dies kann einerseits durch eine Optimierung des Mechanismus (siehe Kapitel 5.4) und andererseits durch die Optimierung der einzelnen Gelenke geschehen. Eine einfache Methode zur Verbesserung eines Gelenks in dieser Hinsicht ist seine Verbreiterung.

Die Diagramme in den Abbildungen 5.23 bis 5.25 zeigen die Verschiebung des TCP bei Belastung. Die Deformation ist weitgehend linear, da der Mechanismus in einem Punkt des Arbeitsraums (nämlich der Grundstellung) belastet wird. Federkonstanten c lassen sich für die Belastungen und die Verschiebungen in jeder Raumrichtung durch den Quotienten der

maximalen Kraft und der maximalen Auslenkung berechnen:

$$\begin{aligned}
 \mathbf{c} &= (c_{i,j}) = \left(\frac{F_{i,max}}{\Delta j_{max}} \right), \quad i,j = x,y,z \\
 &= \begin{pmatrix} F_{x,max}/\Delta x_{max} & F_{x,max}/\Delta y_{max} & F_{x,max}/\Delta z_{max} \\ F_{y,max}/\Delta x_{max} & F_{y,max}/\Delta y_{max} & F_{y,max}/\Delta z_{max} \\ F_{z,max}/\Delta x_{max} & F_{z,max}/\Delta y_{max} & F_{z,max}/\Delta z_{max} \end{pmatrix} \\
 &= \begin{pmatrix} 8,4 & -19841 & 159,1 \\ -9230 & 0,71 & -40720 \\ 152,7 & -48610 & 263,1 \end{pmatrix} \frac{N}{mm} \quad (5.19)
 \end{aligned}$$

Ein hoher Wert für $c(i,j)$ bedeutet dabei eine hohe Steifigkeit des Mechanismus in j -Richtung gegen eine Kraft in i -Richtung. Die Hauptdiagonale von \mathbf{c} enthält die geringsten Werte, da diese ein Ausweichen des Mechanismus in die Belastungsrichtung repräsentiert. Der geringste Wert tritt, wie bereits erwähnt, bei Belastung in y -Richtung auf, da der Mechanismus in der berechneten Grundstellung für diese Belastung am weichsten ist. Die Federkonstanten können dazu dienen, bei bekannter Belastung eine präzisere Lage des TCP zu berechnen, als sie durch Starrkörperberechnungen ermittelt werden kann. Sie sind jedoch stark von dem Arbeitspunkt des Mechanismus abhängig und müssen (zeitaufwändig) für ein Kennfeld in vielen Arbeitsraumpunkten bestimmt werden.

Diskussion der Ergebnisse

In diesem Abschnitt wurde die Auslegung von monolithischen Gelenken und eines gesamten monolithischen Mechanismus vorgestellt. Die Vorteile eines monolithischen Mechanismus liegen in der verfügbaren Fertigungstechnik (Spritzguss) für viele Einwegteile, die eine sehr hohe Reproduzierbarkeit im Bezug auf die Toleranzen aufweist. Monolithische Gelenke bewegen sich zudem spielfrei.

Nachteilig ist, dass sich die Bewegungen innerhalb des Mechanismus nicht ausschließlich auf die Gelenke konzentrieren. Hierdurch entstehen Lageabweichungen von der mit Starrkörper-Berechnungen ermittelten Trajektorie. Die Bewegungssimulation zeigt bei einer exemplarischen Bewegung in x - und y -Richtung nur minimale Abweichungen, jedoch in z -Richtung eine Abweichung von bis zu 12 % dies ist nicht vollständig mit der im Folgenden beschriebenen Lageänderung des Drehpunktes des Gelenke zu erklären. Vielmehr treten Verformungen im gesamten Mechanismus auf, die in dieses Ergebnis eingehen. Insgesamt ist der exemplarisch ausgewählte Fall mit einer absoluten Abweichung von 0,15 mm jedoch schon vielversprechend.

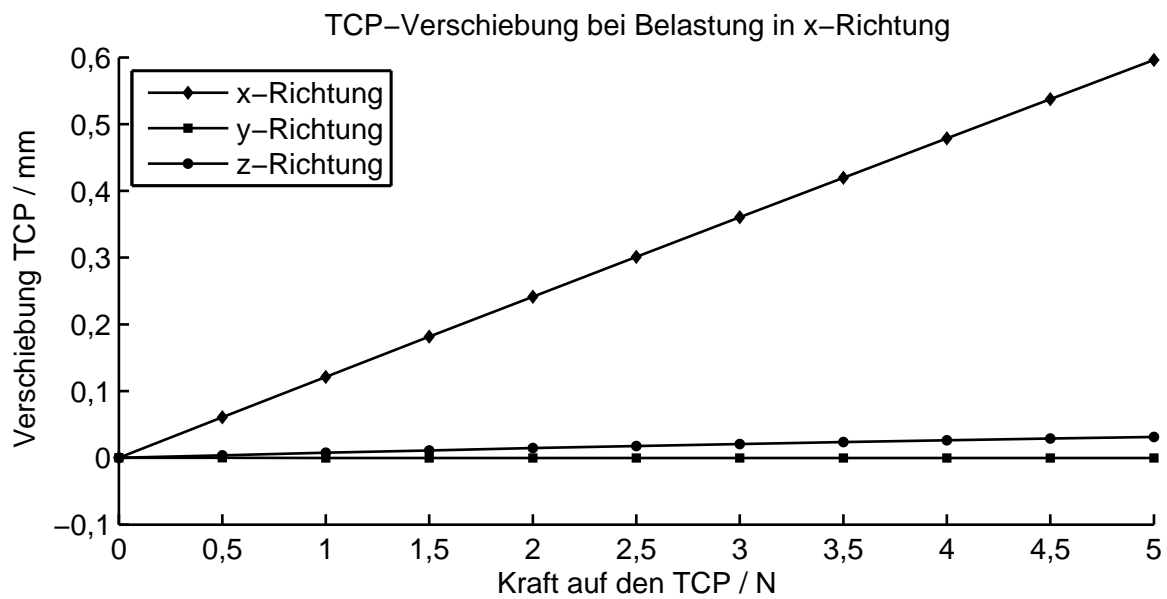


Abbildung 5.23.: Verschiebung des Tool-Centre-Point bei einer Belastung in x-Richtung mit einer Kraft von 5 N. Die hauptsächliche Verschiebung des TCP tritt bei dieser Belastung in x-Richtung auf.

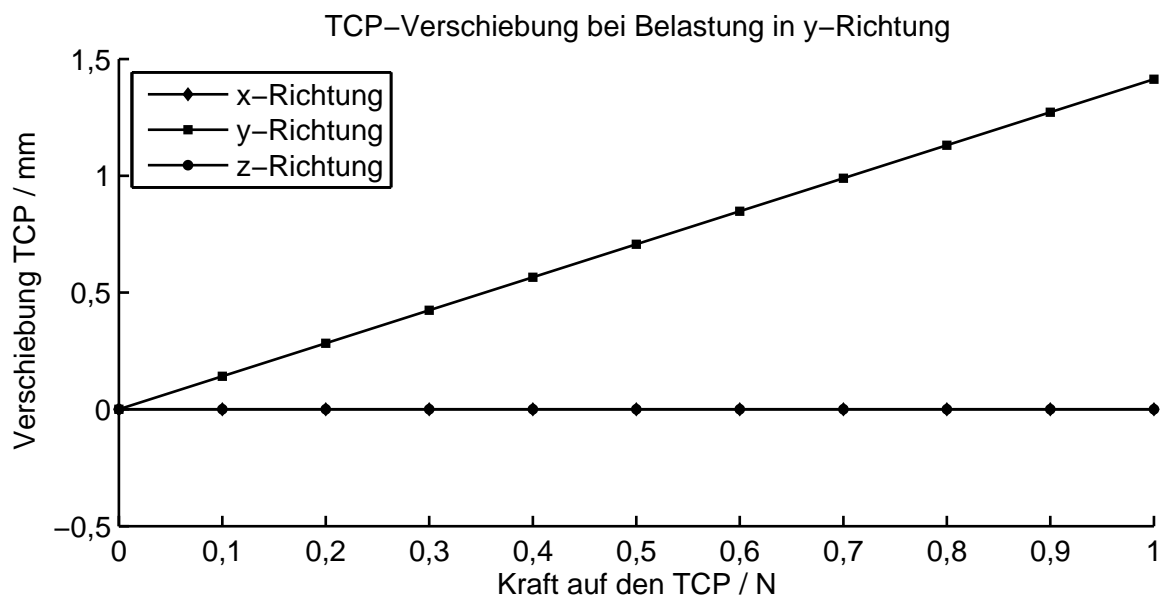


Abbildung 5.24.: Verschiebung des Tool-Centre-Point bei einer Belastung in y-Richtung mit einer Kraft von 1 N. Die hauptsächliche Verschiebung des TCP tritt bei dieser Belastung in y-Richtung auf. Die Verschiebungen in der x- und z-Richtung sind so gering, dass die beiden Kurven optisch übereinander liegen.

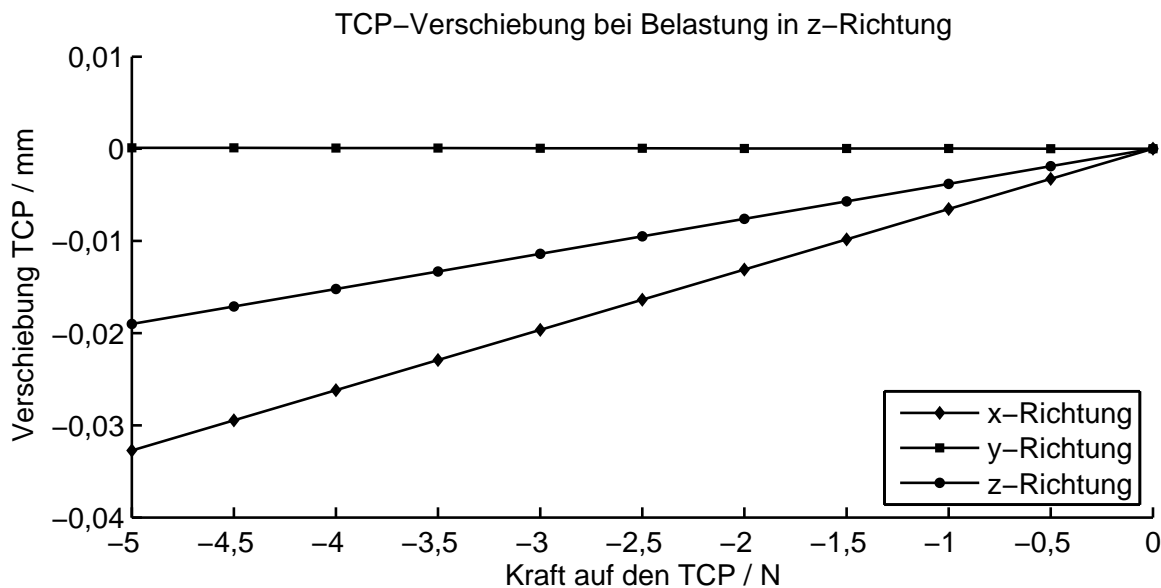


Abbildung 5.25.: Verschiebung des Tool-Centre-Point bei einer Belastung in z-Richtung mit einer Kraft von 5 N. Die hauptsächlichste Verschiebung des TCP tritt bei dieser Belastung in x-Richtung auf, obwohl die Belastung in z-Richtung erfolgt. Die Verschiebung in x-Richtung ist mit einem Schwenken der Hauptkette um ein Gelenk zu erklären (siehe übertriebene Darstellung der Verformung in Abbildung 5.22c).

Eine Belastungssimulation zeigt in der Mechanismus-Grundstellung vor allem in der x- und z-Richtung eine hohe Steifigkeit. Die y-Richtung weist eine deutlich geringere Federsteifigkeit auf. Dies ist hier auf die hauptsächlichste Belastung der Gelenke in Torsionsrichtung zurückzuführen. Maßnahmen gegen die Verformung sind die kinematische Optimierung des äquivalenten Starrkörper-Mechanismus und die Auslegung von Gelenken hin zu erhöhter Torsionssteifigkeit.

Die durchgeführten Berechnungen zeigen die Möglichkeit auf, einen parallelkinematischen Mechanismus einstückig und kostengünstig in einem Kunststoff-Spritzguss-Prozess zu fertigen. Die Verfügbarkeit von Hochleistungskunststoffen, die große Verformungen im elastischen Bereich tolerieren, macht eine Umsetzung erst möglich. Forschungsbedarf für eine Umsetzung liegt vor allem in der verbesserten Beschreibung der Bewegung und in der Verminderung bzw. der verbesserten Aufnahme von Torsionsmomenten auf die Gelenke.

Weiterführende Arbeiten zu monolithischen Mechanismen

Zusätzlich zu den hier beschriebenen Arbeiten besteht ein hoher Bedarf an weiteren Forschungsarbeiten für die Umsetzung von monolithischen Mechanismen aus Kunststoff. Das Verhalten des Kunststoffs wurde anhand von Datenblättern linear elastisch modelliert, jedoch unterliegen Kunststoffe auch plastischen Verformungen sowie weiteren wesentlichen

Einflüssen auf Ihre Eigenschaften durch Fertigungsverfahren und Konditionierung unter Belastung. NAUNDORF zeigt zum Beispiel, dass die Federkonstante eines Kunststoff-Festkörpergelenks unter vielen Biegewechseln ($> 10^4$) deutlich unter den halben Anfangswert absinkt [125]. Hier stoßen theoretische Untersuchungen an ihre Grenzen und experimentelle Untersuchungen rücken in den Vordergrund. Festkörpergelenke bieten den Vorteil der spielfreien Bewegung und der hohen Präzision der Fertigung auch bei hohen Stückzahlen, jedoch müssen weitere Punkte untersucht werden:

- Das Verhalten unter Lastwechseln bis zum Bruch bei unterschiedlichen Kunststoffen und Geometrien
- Das reale Deformationsverhalten unter Last und sein Einfluss auf den gesamten Mechanismus im Starrkörpermodell
- Die Einarbeitung von Ergebnissen in die inverskinematische Berechnung aus Kapitel 4.2.

Einen Einfluss auf das kinematische Verhalten des gesamten Mechanismus hat die Veränderung der Lage des Drehpunktes eines monolithisch hergestellten Gelenks. Abbildung 5.26 zeigt, dass der Drehpunkt eines Gelenks bei Auslenkung wandert. Eine geometrische Überlegung verdeutlicht, dass diese Lageänderung in Abhängigkeit von dem Gelenkwinkel in eine Längenänderung der Streben einbezogen werden kann, um eine präzisere Berechnung der Inverskinematik zu erreichen. Die zugrundeliegende Annahme für die Überlegung ist die Verformung des Gelenkfilms auf einer Kreisbahn.

In der unausgelenkten Stellung liegt der Drehpunkt in der Mitte zwischen den beiden angrenzenden Streben (Entfernung $\frac{l}{2}$ von jeder Strebe). In der ausgelenkten Stellung liegt der neue Drehpunkt auf der Kreisbahn zwischen den beiden Streben. Wenn diese Veränderung in eine virtuelle Verlängerung der Streben einbezogen werden soll, dann verlängert man die Streben, um zu dem Schnittpunkt A zu gelangen. Die Entfernung zwischen A und der angrenzenden Strebe ist die virtuelle Länge $\frac{l'}{2}$, die größer als $\frac{l}{2}$ ist.

Ziel der Betrachtung ist die Berechnung der virtuellen Längenänderung $\frac{l'}{l}$ in Abhängigkeit von β . Diese kann dann direkt in die kinematische Berechnung nach Kapitel 4.4 einfließen.

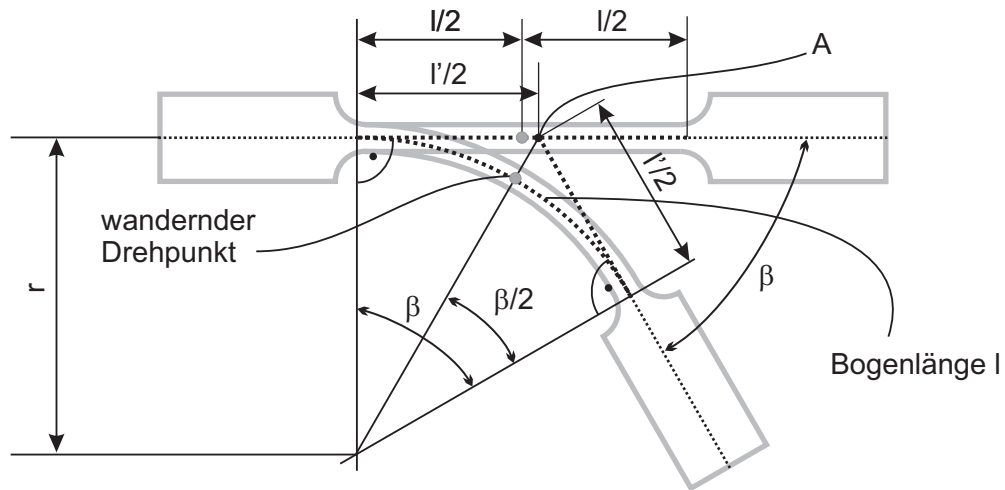


Abbildung 5.26.: Virtuelle Längenänderung der Streben eines monolithischen Gelenks bei Auslenkung um den Winkel β . Der Abstand l zwischen den beiden Streben wird auf einer Kreisbahn verformt. Der Drehpunkt des Gelenks entfernt sich dadurch aus seiner ursprünglichen Lage. Die Veränderung der Lage des Drehpunktes kann einer virtuellen Längenänderung $\frac{l'}{l}$ der Streben zugeschrieben werden, die direkt in die kinematischen Beziehungen eines Gesamtmechanismus einbezogen werden kann.

Der Radius r der Kreisbahn, auf dem der Gelenkfilm sich bewegt, berechnet sich zu

$$r = \frac{l}{\beta}, \quad (5.20)$$

wenn β im Bogenmaß angegeben wird. Mit Gleichung (5.20) liefert die Winkelfunktion

$$\tan\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{\frac{l'}{2}}{r} = \frac{\frac{l'}{2}}{\frac{l}{\beta}} = \frac{l'}{l} \cdot \frac{\beta}{2} \quad (5.21)$$

das Ergebnis

$$\frac{l'}{l} = \frac{2}{\beta} \cdot \tan\left(\frac{\beta}{2}\right) \quad (5.22)$$

Die Längenänderung $\frac{l'}{l}$ wächst an, da $\tan(\beta)$ schneller als β wächst. Der Definitionsbereich entspricht $\beta \in]0 \dots \pi[$, wobei die Grenzwertbetrachtung

$$\lim_{\beta \rightarrow 0} \left(\frac{l'}{l} \right) = 1$$

den Randpunkt für ein unausgelenktes Gelenk ($\beta = 0$) liefert. Abbildung 5.27b) zeigt ein extrem ausgelenktes Gelenk zur Verdeutlichung der Längenänderung. Abbildung 5.27a) zeigt den Verlauf von $\frac{l'}{l}$ in Abhängigkeit von β . Die Längenabweichung bis zu den maximal ermittelten Auslenkungswinkeln von $54,3^\circ$ (siehe Abschnitt 5.2.2) beträgt weniger als 10 %. Dies ist eine geringe Abweichung, deren Berücksichtigung nur für präzise Anwendungen notwendig erscheint.

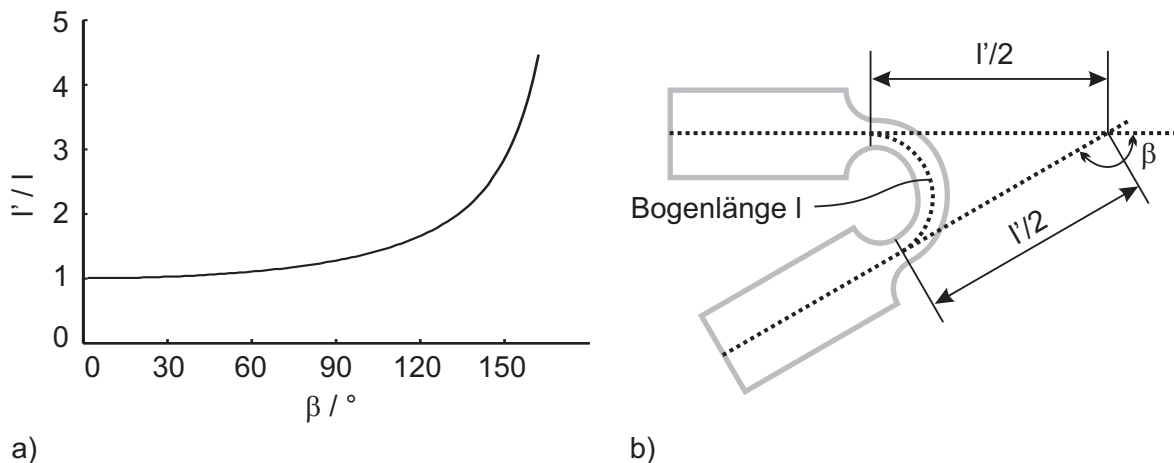


Abbildung 5.27.: a) Verlauf der virtuellen Längenänderung $\frac{l'}{l}$ über dem Gelenkwinkel β . b) extrem ausgelenktes Festkörper-Gelenk mit virtueller Längenänderung der Streben.

Weit größere Einflüsse entstehen jedoch nach den vorherigen Abschnitten durch die Verformung des Mechanismus unter Last und auch im unbelastet bewegten Fall durch die Bewegungen der Gelenke in anderen als der Hauptbewegungsrichtung. Diese sind an einzelnen Gelenken zu untersuchen und die Ergebnisse sollten in die kinematischen Berechnungen des gesamten Mechanismus einfließen.

5.4. Kinematische Optimierung

Im Abschnitt 5.2 wurde verdeutlicht, dass ein empirisch entworfener, parallelkinematischer Mechanismus besonders am Rand des gewünschten Arbeitsraums statisch kritische Konfigurationen einnehmen kann. Kräfte und Momente am Tool-Centre-Point werden derart auf die Gelenke des Mechanismus übersetzt, dass ein Versagen durch Verformungen des Mechanismus oder Gelenkbruch zu erwarten sind. Um die Eigenschaften eines Mechanismus über dem gesamten Arbeitsraum zu verbessern, oder um einen maximalen Arbeitsraum mit akzeptablen Eigenschaften zu erreichen, werden üblicherweise nichtlineare Optimierungsaufgaben mit mehreren zu optimierenden Parametern gelöst. Das Ziel der Optimierung ist die Anpassung von Strebenlängen und -anordnungen zur Maximierung eines Gütemaßes, das die gewünschten Eigenschaften abbildet.

Das Gütemaß zur Optimierung wird üblicherweise anhand des Ein- / Ausgangsverhaltens bestimmt. Die Optimierungen zielen daher auf die Verbesserung des Übertragungsverhaltens ab, das in der JACOBI-Matrix abgebildet ist. Als übliches Gütemaß wird die Konditionszahl κ verwendet, die sich aus den Singulärwerten der JACOBI-Matrix folgendermaßen berechnen lässt [102]:

$$\kappa = \frac{\sigma_{\max}(\mathbf{J})}{\sigma_{\min}(\mathbf{J})} \quad (5.23)$$

Der Kehrwert $1/\kappa$ liegt in $[0..1]$ und trifft eine Aussage über die Isotropie (die Gleichmäßigkeit der Übertragung von unterschiedlichen Antrieben auf unterschiedliche Bewegungsrichtungen des TCP) des Übertragungsverhaltens. Wenn $\sigma_{\min} = \sigma_{\max}$ ist, dann ist $\kappa = 1$. Die Übersetzung ist in diesem Fall vollständig isotrop. $\kappa \rightarrow 0$ weist hingegen auf eine Singularität von \mathbf{J} hin. GOSSELIN [131] beschreibt die auf den Arbeitsraum normierte Betrachtung von κ und bezeichnet diese als globalen Konditionsindex. KIRCHNER beschreibt die Bedeutung der Singulärwerte für die Übersetzungsverhältnisse von Kraft, Geschwindigkeit, Positionierfehlern und Steifigkeit und leitet Optimierungskriterien für die Singulärwerte ab, die direkt als Optimierungsziel verwendet werden können. In Abschnitt 5.2.2 wurde zusätzlich verdeutlicht, dass die Übertragung von externen Kräften und Momenten auf Gelenke innerhalb des Mechanismus ebenfalls ein Optimierungsgegenstand sein kann. Hier sind im konkreten Fall (vor allem für Mechanismen mit Festkörpergelenken) Untersuchungen der entsprechenden Singulärwerte durchzuführen.

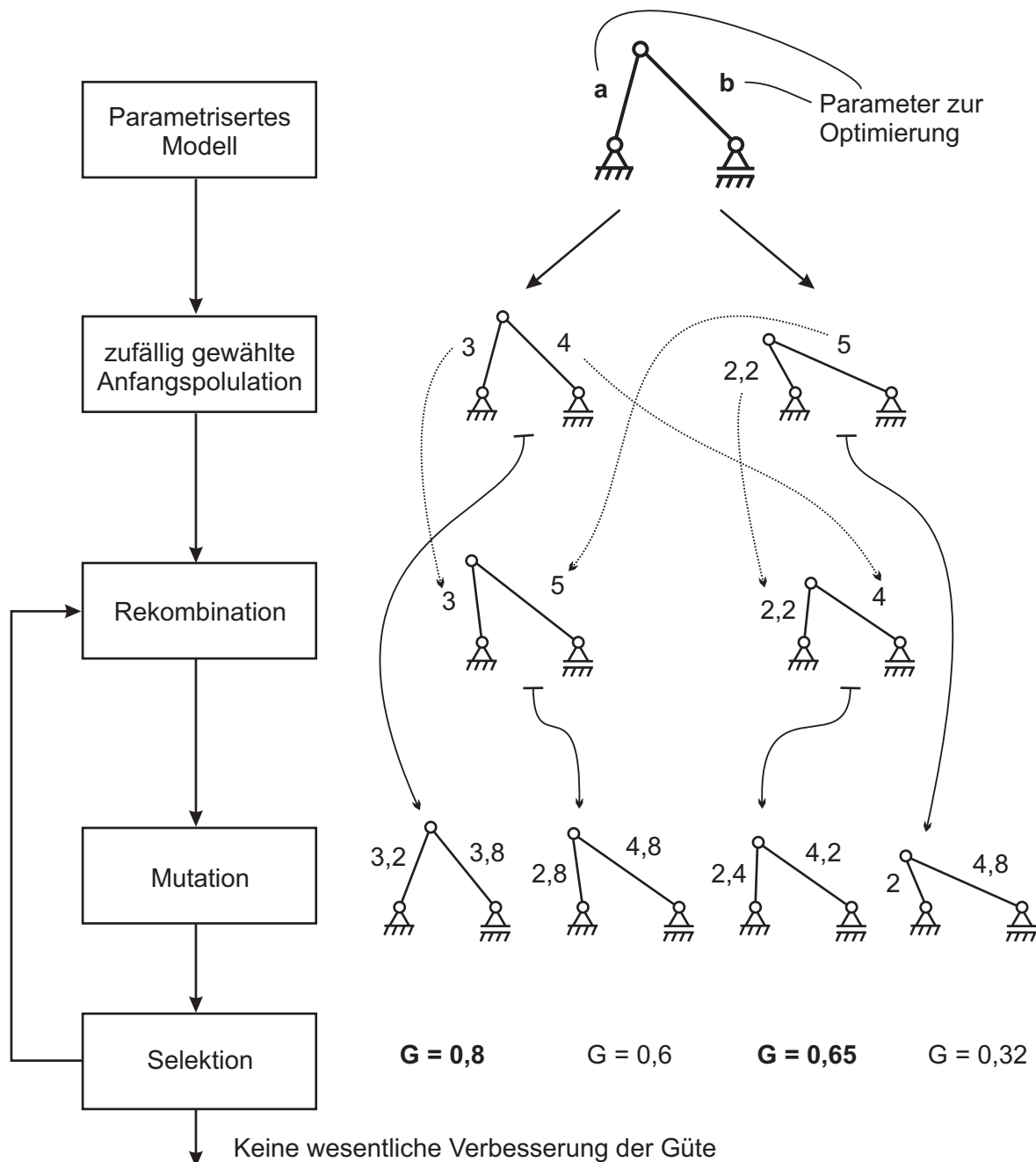


Abbildung 5.28.: Ablauf eines evolutionären Algorithmus. Die linke Seite bezeichnet den aktuellen Schritt des Algorithmus; die rechte Seite verdeutlicht den Schritt anhand eines einfachen Mechanismus mit einem Freiheitsgrad. Die Parameter und Gütemaße sind willkürlich angenommen. Zu Beginn steht ein parametrisiertes Modell mit den Parametern a und b , die der Optimierung unterliegen. Die Parameter sind nur innerhalb von bestimmten Grenzen veränderbar. Eine willkürlich festgelegte Anfangspopulation von zwei Individuen bildet die erste Eltern-Generation. Aus der Anfangspopulation werden neue Individuen durch Rekombination der Individuen untereinander und durch Mutation (Veränderung) der Parameter gewonnen: Die erste Generation von Kindern. Hier sind exemplarisch vier neue Individuen entstanden. Diese werden anhand ihres Gütemaßes (G) beurteilt. Die Individuen mit hoher Güte dienen im nächsten Schritt als neue Eltern-Generation. Der Algorithmus endet, wenn keine wesentlichen Veränderungen in der Güte mehr auftreten.

In der Literatur werden zur Maximierung des Gütemaßes unterschiedliche Algorithmen verwendet. Einfache NEWTON-Näherungsalgorithmen [132] führen schnelle Näherungen durch, haben jedoch den Nachteil, dass ein lokales Optimum gefunden wird. Hier ist die Optimierung mit mehreren Startwerten zu durchlaufen, um ein möglichst gutes Ergebnis zu erzielen. Monte Carlo [133] und Brute-Force [134] Methoden zielen auf die Berechnung des Gütemaßes von vielen Konfigurationen ab, führen jedoch keine gezielte Optimierung durch.

Die Verwendung von evolutionären (genetischen) Algorithmen [117], [135] bieten eine gezielte Optimierung bei gleichzeitig hoher Wahrscheinlichkeit, ein globales Optimum zu finden. Hierbei wird eine sogenannte Anfangspopulation (Elternpopulation) von Mechanismus-Konfigurationen mit zufällig verteilten Optimierungsparametern erstellt. Die Parameter werden während der Optimierung verändert (mutiert), aber auch zwischen unterschiedlichen Konfigurationen rekombiniert. Auf diese Art entsteht eine Kinderpopulation aus neuen Mechanismus-Konfigurationen. Eine Berechnung des Gütemaßes von jeder dieser Konfigurationen liefert eine Selektion für den nächsten Evolutionsschritt. Die Konfigurationen mit den besten Eigenschaften werden wieder mutiert, rekombiniert und selektiert, bis keine wesentliche Verbesserung mehr eintritt. Abbildung 5.28 verdeutlicht die Funktionsweise eines evolutionären Algorithmus.

5.4.1. Beispiel zur Optimierung eines Mechanismus

Das folgende Beispiel zeigt die Optimierung eines planar arbeitenden Mechanismus nach Abbildung 5.29a) mittels eines evolutionären Algorithmus. Das Optimierungsziel ist die Maximierung des Arbeitsraums mit einer Isotropie von $1/\kappa > 0,3$. Abbildung 5.29b) zeigt den Vergleich der Arbeitsräume vor und nach der Optimierung. Die Dimensionierung des Mechanismus vor und nach der Optimierung sowie die Grenzen der Parameter sind in Tabelle 5.13 aufgeführt. Der evolutionäre Algorithmus hat die Längen l_1 und l_2 vergrößert. Es ist offensichtlich, dass dies zu einem größeren erreichbaren Arbeitsraum führt. Interessant ist die Tatsache, dass der Abstand l_3 sich nicht wesentlich verändert hat. Der Mechanismus sollte demnach nicht einfach skaliert werden, um einen höheren Arbeitsraum zu erhalten. Vor der Evolution ergibt sich ein Mittelwert der Isotropie $\mu_{1/\kappa, \text{vorher}} = 0,452$ und eine Standardabweichung $s_{1/\kappa, \text{vorher}} = 0,088$. Nach der Evolution ergibt sich $\mu_{1/\kappa, \text{nachher}} = 0,437$ und $s_{1/\kappa, \text{nachher}} = 0,067$. Das Ergebnis nach der Evolution hat eine etwas schlechtere Isotropie als vor der Evolution, jedoch einen deutlich größeren Arbeitsraum.

Der Vergleich der maximal auftretenden Kräfte in Stab 1 bei Belastung des TCP mit einer Kraft von 1 n ist in der Tabelle 5.14 verdeutlicht. Das Moment M_A im Gelenk A verschwindet, weil das passive Rotationsgelenk kein Moment in Achsrichtung aufnehmen kann. Die Querkräfte in den Streben sind nach der Optimierung geringer geworden, jedoch muss der

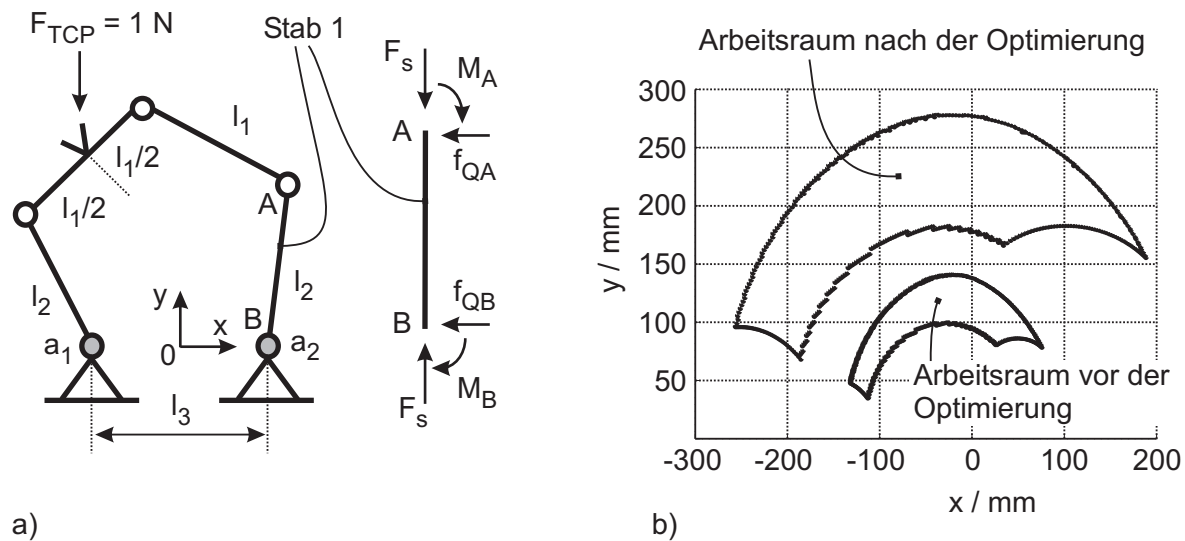


Abbildung 5.29.: Beispiel für die Optimierung mittels evolutionärer Algorithmen. a) planar arbeitender parallelkinematischer Mechanismus und Schnittkräfte in dem Stab Nr. 1. Die angetriebenen Gelenke sind grau, die passiven Gelenke sind weiß gekennzeichnet. Zur Berechnung von Schnittkräften in den Stäben wird eine Kraft in Höhe von 1 N in y-Richtung auf den TCP angenommen. b) Arbeitsraum des Mechanismus vor und nach der Optimierung mit Gütemaß $1/\kappa > 0,3$. Der Arbeitsraum ist unsymmetrisch ausgeprägt, weil der TCP des Mechanismus unsymmetrisch auf der linken Seite angebracht ist.

Tabelle 5.13.: Dimensionierung des Mechanismus aus Abbildung 5.29a) vor und nach der durchgeführten Optimierung, sowie Grenzen der Parameter.

	l_1 / mm	l_2 / mm	l_3 / mm
Wert vor der Optimierung	100	100	100
Minimum	50	50	50
Maximum	200	200	200
Wert nach der Optimierung	198,7	186,6	106,6

Antrieb a_2 stärker ausgeführt werden, um den Lastfall anzutreiben (M_B ist das Antriebsmoment). Die Kräfte in den Stäben verändern sich signifikant durch die Optimierung.

Das durchgeführte Beispiel zeigt deutlich, dass eine Optimierung nicht ausschließlich auf das Kriterium der Isotropie abzielen kann, sondern auch Kräfte innerhalb des Mechanismus in Betracht ziehen sollte. Es gibt immer eine Vielzahl von (teils gegenläufigen) Größen, die in der Gütefunktion abgebildet werden müssen.

5.4.2. Optimierungssystem für parallelkinematische Mechanismen

Aus den vorgestellten Methoden zur Charakterisierung von Mechanismus-Eigenschaften und zur Optimierung kann ein vollständiges Optimierungssystem für beliebige parallelkinematische Mechanismen entstehen. Bei der Optimierung von monolithischen Mechanismen ist

Tabelle 5.14.: Maximal auftretende Kräfte in dem Mechanismus aus Abbildung 5.29a) bei einer TCP-Belastung von 1 N in y-Richtung vor und nach der Optimierung.

	F_s / N	F_{QA} / N	F_{QB} / N	M_A / Nm	M_B / Nm
vor der Optimierung	-1,402	-1,972	1,972	0	0,1972
nach der Optimierung	-0,982	-1,358	1,358	0	0,2699

eine Betrachtung mittels Finite-Elemente-Simulationen nach Abschnitt 5.3.2 aufgrund der langen Rechenzeiten nicht sinnvoll. Das hier vorgestellte Optimierungssystem basiert daher auf der Annahme, dass ein optimiertes Starrkörpermodell auch einen aus kinematischer Sicht optimalen monolithischen Mechanismus hervorbringt. Detailverbesserungen von Gelenkgeometrien, Strebengeometrien, Material und Herstellungsverfahren sind nicht abgebildet. Diese können aber, wie bereits gezeigt, einen großen Einfluss auf die spätere Funktion haben.

Für eine Optimierung ist die Definition des Gütemaßes der entscheidende Schritt. Das Gütemaß muss alle wichtigen Kriterien in einer geeigneten Gewichtung abbilden. Hier ist ggf. eine empirische Herangehensweise sinnvoll, da eine Veränderung des Gütemaßes einen vollständig unterschiedlichen Mechanismus hervorbringen kann. Eine sinnvolle Definition kann z.B. wie in Abschnitt 5.2 gezeigt, über minimale und maximale Singulärwerte von unterschiedlichen JACOBI-Matrizen geschehen. Singulärwerte stellen aussagekräftige Kenngrößen dar und lassen sich auf einfache Weise in eine Kennzahl (ein Gütemaß) einbeziehen. Die folgenden Aspekte sollten in das Gütemaß mit einbezogen werden:

- Konditionszahl κ aus Gleichung (B.2) zur Verbesserung der Homogenität der Antriebsbelastungen über dem Arbeitsraum.
- Singulärwerte der JACOBI-Matrizen aus Gleichung (5.10) zur Verminderung des Einflusses von Gelenkspiel auf die Position des TCP und zur Verminderung der Maximalbelastungen der Gelenke bei Belastung des TCP.

Die Suche nach einem globalen Optimum findet am besten mit einem evolutionären Algorithmus statt. Hier sind die folgenden Punkte besonders wichtig und erfordern ggf. auch eine empirische Herangehensweise:

- Mutationsschrittweite
- Rekombinationsmöglichkeiten
- Größe der Anfangspopulation
- Grenzen der zu optimierenden Parameter (wie z.B. Strebenlängen)

Als Optimierungsumgebung bietet sich vor allem MATLAB® Simulink® mit der SimMechanics™ -Toolbox an. So können Mechanismen auf der Komponentenebene (Streben und Gelenke) in das System eingegeben werden. Matrixberechnungen, wie z.B. die Ermittlung von Singulärwerten sind bereits sehr effizient implementiert und gut getestet. Der Ablauf einer Optimierung ist in Abbildung 5.30 verdeutlicht. Bei dem bislang betrachteten Mechanismus kann die Ermittlung eines Gütemaßes über dem vollständigen Arbeitsraum einer einzelnen Mechanismus-Konfiguration mit aktuellen PC-Rechenleistungen in weniger als 1/2 Minute berechnet werden. So kann auch bei großen Anfangspopulationen und mehreren Evolutionsschritten eine Optimierung in akzeptabler Zeit durchgeführt werden. Die Optimierung des entworfenen Mechanismus wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht durchgeführt. Sie sollte sich jedoch unmittelbar (vor der Ausgestaltung und der Fertigung eines monolithischen Mechanismus) anschließen.

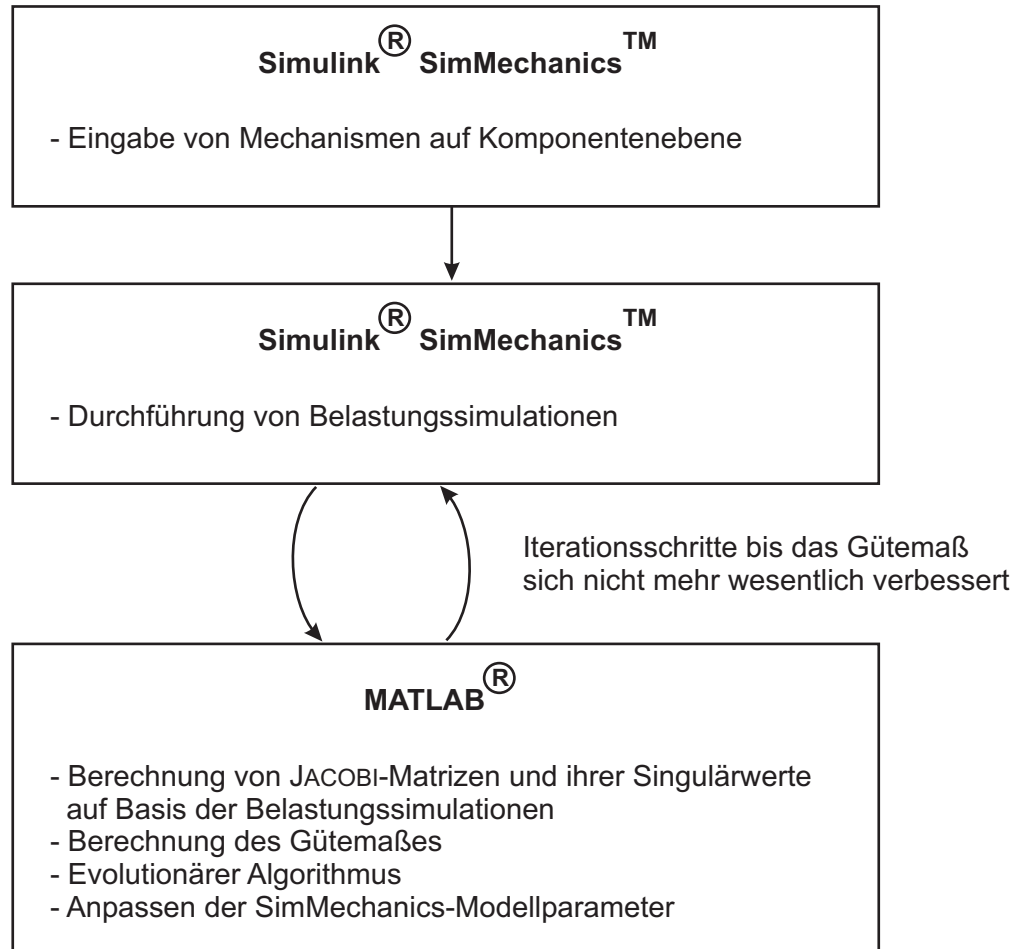


Abbildung 5.30.: Zusammenspiel der Software-Komponenten eines Optimierungssystems für Parallelkinematische Mechanismen. In der SimMechanics™ -Toolbox können Mechanismen aus Streben und Gelenken aufgebaut und Starrkörper-Simulationen durchgeführt werden. In MATLAB® zu implementierende Komponenten umfassen alle zur Berechnung des Gütemaßes notwendigen Funktionen und den eigentlichen evolutionären Algorithmus.

6. Das Instrument INKOMAN

Die grundlegende Idee des laparoskopischen intrakorporalen Manipulators INKOMAN wurde zu Beginn in Kapitel 1.2 vorgestellt. Ausführlich wurde bislang die Entwicklung und die Analyse der parallelkinematischen Instrumentenspitze behandelt. Nun soll ein Überblick über ein Funktionsmuster des gesamten Instruments gegeben werden. Der Gesamtaufbau soll sich im Hinblick auf den späteren Gebrauch für eine einfache Reinigung möglichst einfach montieren und wieder zerlegen lassen.

6.1. Komponenten

In einer Handskizze (Abbildung 1.5 auf Seite 8) wurde die Anordnung der Komponenten von INKOMAN verdeutlicht. Im Instrumentenschaft untergebrachte Antriebe bewegen die parallelkinematische Instrumentenspitze über Schubstangen. Der Chirurg steuert die Instrumentenspitze über Bedienvorgaben an einem mit dem Instrument verbundenen Bedienelement. Als Konstruktionswerkstoff für Teile, die mit Organen in Berührung kommen, wird aufgrund der Reinigbarkeit ein V2A-Stahl der Sorte 1.4301 verwendet, wie er auch in mechanischen minimalinvasiven Werkzeugen üblicherweise eingesetzt wird.

6.1.1. Integration des Mechanismus

Der parallelkinematische Mechanismus wurde in seinem Aufbau und seiner Ausgestaltung bereits intensiv betrachtet. Zur Integration des Mechanismus in das Instrument ist zusätzlich eine geeignete Linearlagerung zur Verbindung des Mechanismus mit dem Instrumentenschaft zu konstruieren. Weiterhin muss die Antriebsleistung auf die Kinematikfüße übertragen werden. Hierzu ist eine (lösbare) Anbindung des Mechanismus an die Schubstangen zu gewährleisten.

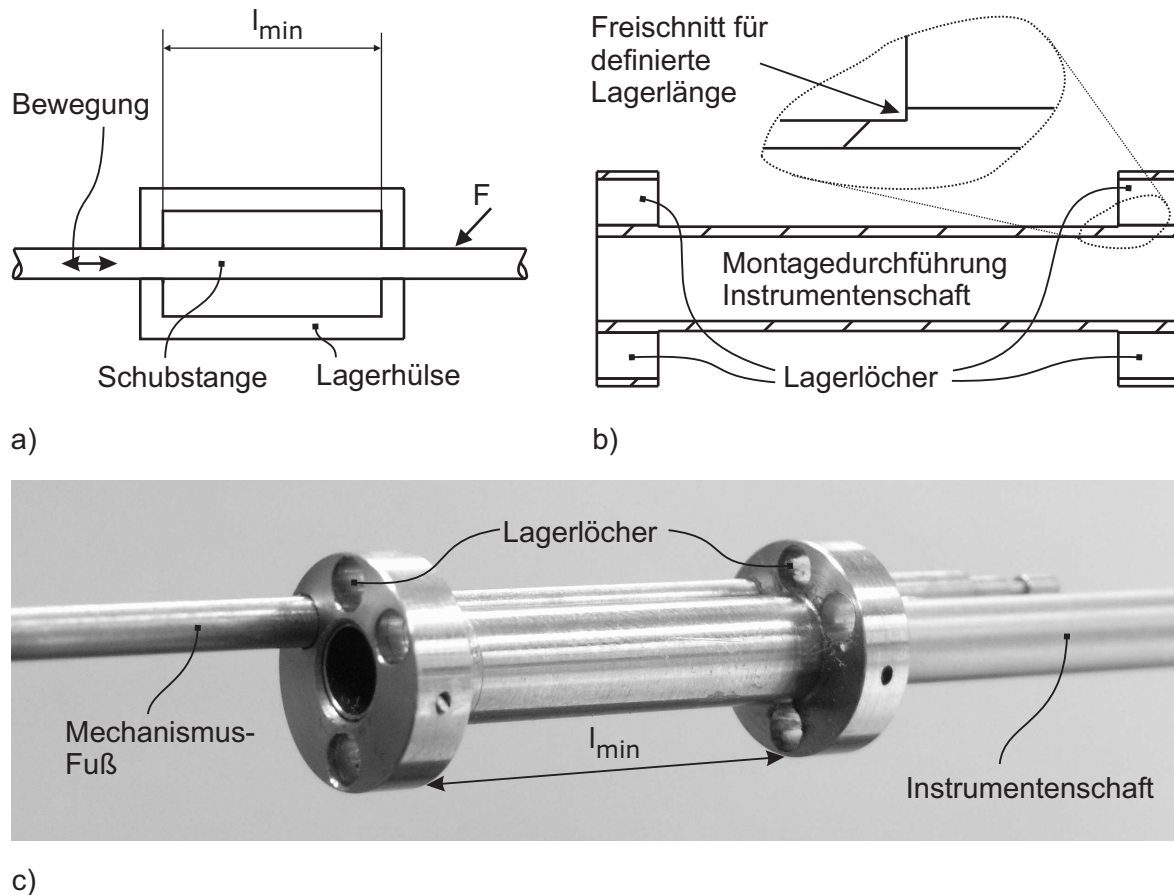


Abbildung 6.1.: Ausgestaltung der Linearlagerung an der Instrumentenspitze. a) Vorschlag aus [136] zur Ausgestaltung einer Linearlagerung mit definierter minimaler Führungslänge l_{min} und Annahme eines lateralen Kraftangriffs F . b) Längsschnitt durch die realisierte Lagerung für vier angetriebene Mechanismus-Füße, die durch die Lagerlöcher geführt werden. c) Fotografie der realisierten Lagerung

Linearlagerung

Auf die angetriebenen Füße des Mechanismus wirken neben den Kräften in axialer Richtung auch laterale Kräfte. Die ersten Drehgelenke nach dem Instrumentenende sind für den Winkel der Krafteinleitung in einen angetriebenen Mechanismus-Fuß maßgeblich. Für die Auslegung der Lagerung wird dieser Winkel mit den Ergebnissen der Simulation aus Kapitel 5.2.2 auf $\alpha \leq 40^\circ$ bestimmt (siehe Abbildung 6.1a). Ein Mechanismus-Fuß kann maximal $x = 80 \text{ mm}$ ausgefahren werden. Die minimal notwendige Lagerlänge l_{min} für ein gleitendes Lager berechnet KRAUSE [136] wie folgt:

$$l_{min} = \frac{2 \cdot x \cdot \mu \cdot \tan(\alpha)}{1 - \mu \cdot \tan(\alpha)} \quad (6.1)$$

Für die Reibung von Stahl auf Stahl wird $\mu = 0,15$ angenommen [137]. Es ergibt sich eine minimale Lagerlänge von 23 mm. Die Länge wird für die Konstruktion auf 30 mm festgelegt, um ein Verkanten der Mechanismus-Füße sicher zu verhindern. Um eine definierte Führungslänge zu gewährleisten, schlägt KRAUSE vor, die Lagergeometrie wie in Abbildung 6.1a) zu gestalten. Abbildung 6.1b) zeigt einen Längsschnitt der realisierten Lagerung.

Die Lagerung wird aus einem Stück gefertigt, um eine Flucht der Lagerlöcher zu gewährleisten. Für die Fertigung des Mechanismus sind bei Herstellern von Halbzeugen für medizintechnische Geräte kaltgezogene, geschliffene Stahlstangen mit $\varnothing 3$ mm und Toleranzmaß h8 verfügbar. Auf diese Stangen angepasst, kann direkt eine Gleitlager-Passung von h8/G6 hergestellt werden, die eine Lagerfunktion ohne merkliches Spiel gewährleistet [137].

Für die vollständige Funktion der Linearlagerungen muss gemäß Kapitel 3.3 die Rotation des Antriebsfußes der Hauptkette gesperrt werden. Die Rotation der Nebenketten ist in einem statisch bestimmten Mechanismus zulässig. Die Verhinderung der Rotation des Hauptkettenfußes wird konstruktiv durch eine Nut in dem Fuß gewährleistet, in den ein in das Lager eingepasster Stift eingreift (Abbildung 6.2)

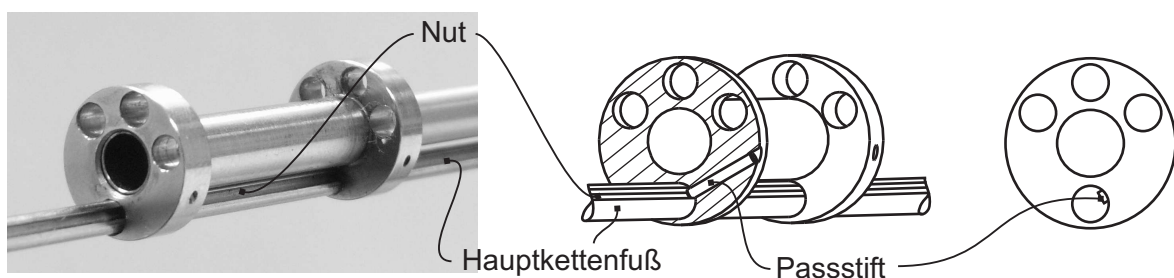


Abbildung 6.2.: Verhinderung der Rotation des Hauptkettenfußes durch einen in das Linearlager eingepassten Stift. Dieser gleitet in einer Nut innerhalb des Hauptkettenfußes.

Anbindung des Mechanismus an Schubstangen

In Kapitel 3.3 wurde die Ausgestaltung des Mechanismus vorgestellt. Die Hauptkette wird demnach über ein Linearlager angetrieben, das die Rotation um die Schubachse verhindert. Bei den Nebenketten ist für einen statisch bestimmten Mechanismus neben dem Antrieb in linearer Richtung auch ein (passiver) Rotationsfreiheitsgrad um die Schubachse notwendig. Der Mechanismus wird für eine einfache Montage und Demontage mittels einer lösbaren Schnappverbindung mit den Schubstangen verbunden. Abbildung 6.3 zeigt das Detail der Schnappverbindung eines einzelnen Mechanismus-Fußes. Ein durch eine Blattfeder gehaltener Nutenstein greift in eine am Mechanismus-Fuß befindliche Nut ein.

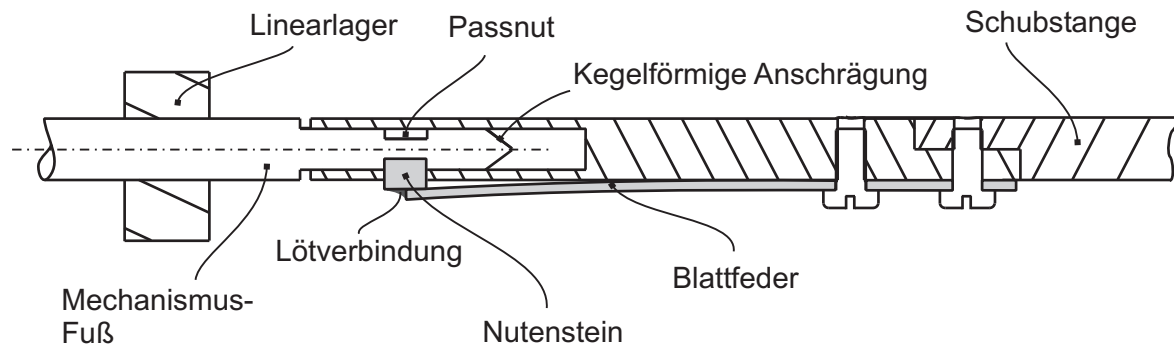


Abbildung 6.3.: Schnappverbindung zum Ankoppeln der Mechanismus-Füße. Die Füße sind rotationssymmetrisch gestaltet, damit eine Rotation um die Fuß-Achse ermöglicht wird. Eine kegelförmige Anschrägung am Fuß-Ende ermöglicht ein einfaches Einrasten in die Schnappverbindung. Zum Lösen der Verbindung muss die Blattfeder ausgelenkt und so der Nutenstein aus der Nut gehoben werden.

Verminderung des mechanischen Spiels innerhalb der Gelenke

In Kapitel 5.2.2 ist der Einfluss von Gelenkspiel auf die Lage des TCP anhand von Singulärwerten untersucht worden. Dabei wurde insbesondere das Spiel der rotatorischen Gelenke innerhalb des Mechanismus betrachtet. Die Linearlagerungen der Kinematikfüße und das Spiel in der Führungsnut des Hauptkettenfußes sind in der Betrachtung noch nicht enthalten, könnten aber analog durch eine Singulärwertbetrachtung einbezogen werden. Die Gelenkspalte dx , dy und dz in den betrachteten Gelenken mit Gelenkstift (Abbildung 6.4a) haben laut Kapitel 5.2.2 bereits einen signifikanten Einfluss auf die Positioniergenauigkeit des TCP (bis zu 0,54 mm TCP-Spiel bei einem Gelenkspiel von bis zu 30 μm).

In der vorliegenden Anwendung spielt die Positioniergenauigkeit eine untergeordnete Rolle. Das Instrument wird von dem Chirurgen mit der Hand geführt, und eine Anpassung der TCP-Lage unter Sicht im Kamerabild ist jederzeit möglich. Wenn der Mechanismus in präziseren Anwendungen z.B. in der robotergestützten Chirurgie eingesetzt werden soll, dann ist eine Verminderung des Spiels notwendig.

Das Gelenkspiel von feinwerktechnischen Gelenken lässt sich durch Federbelastung vermindern, jedoch versagt eine Federbelastung bei Gelenkkraften in Höhe der Federkraft. Bei Strukturgrößen von wenigen Millimetern sind Federkräfte in Höhe von mehreren Newton schwer zu realisieren. Eine Möglichkeit zur Verminderung von Gelenkspiel wird in Abbildung 6.4b) vorgeschlagen. Diese nutzt eine Justierung des Spiels während der Montage des Gelenks. Eine Senkkopf-Schraube vermindert während der Montage sowohl des Spiels dz , als auch dx und dy . Schweißpunkte (z.B.: LASER-Schweißen) zur Fixierung der Schraube legen das Lagerspiel fest. Eine Schwierigkeit der vorgeschlagenen Möglichkeit liegt in der präzisen Bearbeitung der aufeinanderlaufenden Gelenkflächen und der Lauffläche am Senkkopf.

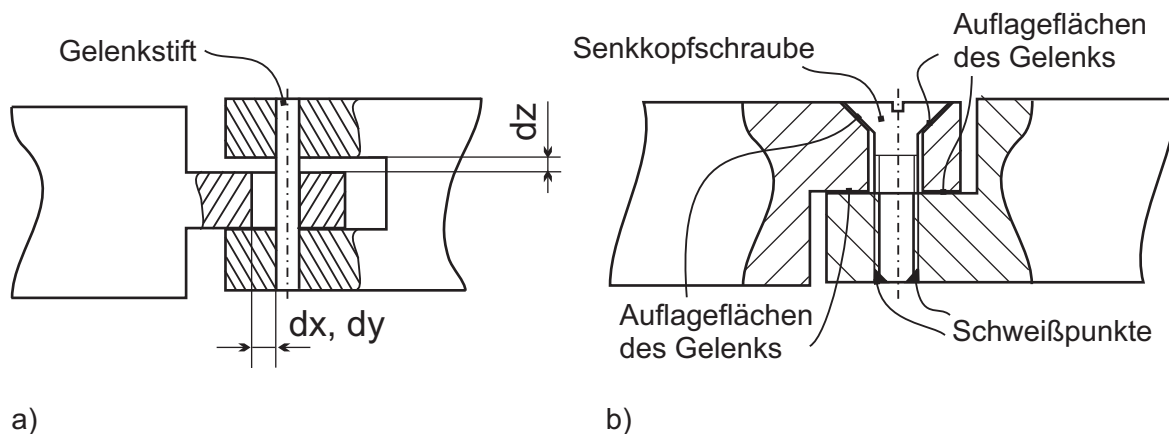


Abbildung 6.4.: Verminderung des mechanischen Spiels innerhalb von Rotationsgelenken. a) Gelenk mit Gelenkstift und Gelenkspiel dx , dy , dz . b) montagefreundliches, spielarmes Gelenk, dessen Spiel beim Zusammenbau durch die Senkkopfschraube vermindert wird. Das Gelenk läuft an den Senkkopfflächen und an den aufeinanderliegenden Flächen der Gelenkpartner. Eine dauerhafte Verbindung mit Schweißpunkten (z.B. LASER-Schweißen) legt das Gelenkspiel fest.

6.1.2. Antriebseinheit

Für den Antrieb der Füße des Mechanismus werden vier Linearantriebe benötigt. Die eingehende Betrachtung der Leistungsdichte von unterschiedlichen Antrieben ist Teil von begleitenden Arbeiten. Weiterführende Informationen wurden in [138] und [139] veröffentlicht. Die Auswahl des Antriebs fällt aufgrund der zur Verfügung stehenden Leistungsdichte auf den piezoelektrischen Wanderwellenantrieb USR-30 der japanischen Firma *Shinsei corporation*. In Tabelle 6.1 sind die wichtigsten Leistungsdaten des Motors aufgelistet. Die Leistungsdichte p bezeichnet das Verhältnis von mechanischer Leistung zu Bauvolumen und beträgt bei dem gewählten Motor

$$p = \frac{P_{mech}}{V} \approx 2,63 \cdot 10^5 \text{ W/m}^3 \quad (6.2)$$

Typische piezoelektrische Linearantriebe liegen im Vergleich hierzu bei deutlich unter $1 \cdot 10^5 \text{ W/m}^3$ [138]. Die langsame Rotationsgeschwindigkeit des gewählten Antriebs kann direkt über ein Zahnstangengetriebe auf die Schubstangen zum Antrieb des Mechanismus eingekoppelt werden, so dass gegenüber einem Linearantrieb hier eine höhere Leistung bei gleichzeitig kompakterer Bauform zur Verfügung steht.

Der Aufbau des Antriebs wird von EL GOUTHY [140] beschrieben und ist in Abbildung 6.5 verdeutlicht. Der Motor enthält über dem Umfang eine segmentierte und wechselweise polarisierte piezokeramische Schicht. Diese ist auf einer Seite mit einer flexiblen Leiterplatte in den Bereichen A, B und dem Anschluss FB kontaktiert. Auf der anderen Seite befindet sich

Tabelle 6.1.: Technische Daten des Ultraschall-Wanderwellen-Antriebs USR-30 der Firma *Shinsei corporation* (Standard-Ausführung)

Beschreibung	Abkürzung	Wert
Drehzahl bei Betriebslast ($M_{Betrieb}$)	n	$250 \text{ }^1/\text{min} = 4,17 \text{ }^1/\text{s}$
Maximales Drehmoment	M_{max}	0,1 Nm
Drehmoment im Dauerbetrieb	$M_{Betrieb}$	0,05 Nm
Masse	m	20 g
Abmessungen		Ø 30 mm, Höhe 7 mm
Bauvolumen	V	$4,95 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$
Mechanische Leistung	P_{mech}	1,3 W
Betriebstemperaturbereich		$-10 \text{ }^\circ\text{C} \dots 55 \text{ }^\circ\text{C}$
Mechanische Betriebsfrequenz	f_{mech}	50 kHz
Treiberspannung für die Piezokeramik	U_{rms}	110 Vrms

eine gemeinsame elektrische Masse. Die Piezokeramik ist fest mit einem geschlitzten Metallring verbunden, auf dessen Umfang eine wandernde Welle ausgeprägt wird. Der Verbund aus Leiterplatte, Piezokeramik und Metallring bildet den Stator des Motors. Eine Glockenfeder mit eingepresster Motorwelle bildet den Rotor. Der Rotor ist um die Achse gelagert und über die Glockenfeder mit dem Stator verspannt.

Zur Erzeugung der wandernden Welle wird der piezoelektrische Quereffekt genutzt [141]. Wenn an die piezoelektrischen Elemente eine Spannung angelegt wird, dann wird der geschlitzte Metallring verformt. Eine Anregung des Stators in Resonanz bildet über dem Umfang eine stehende Welle aus. Die Anregungsfrequenz hierfür beträgt bei dem verwendeten Motor $f \approx 50 \text{ kHz}$.

Eine wandernde Welle wird nach UCHINO [142] durch die Überlagerung von zwei räumlich und zeitlich phasenversetzten, stehenden Wellen erzeugt. Sei

$$v_1(\theta, t) = A \cdot \cos(n \cdot \theta) \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (6.3)$$

die n-te Mode einer stehenden Welle auf einem Kreisring über dem Umfangswinkel θ und sei

$$v_2(\theta, t) = A \cdot \cos(n \cdot \theta - \pi/2) \cdot \cos(\omega \cdot t - \pi/2) \quad (6.4)$$

die n-te Mode der stehenden Welle mit räumlichem und zeitlichem Phasenversatz von $\pi/2$,



b)

$$\begin{aligned} v(\theta, t) &= v_1(\theta, t) + v_2(\theta, t) \\ &= A \cdot (\cos(n \cdot \theta) \cdot \cos(\omega \cdot t) + \cos(n \cdot \theta - \pi/2) \cdot \cos(\omega \cdot t - \pi/2)) \\ &= A \cdot (\cos(n \cdot \theta - \omega \cdot t)) \end{aligned} \quad (6.5)$$

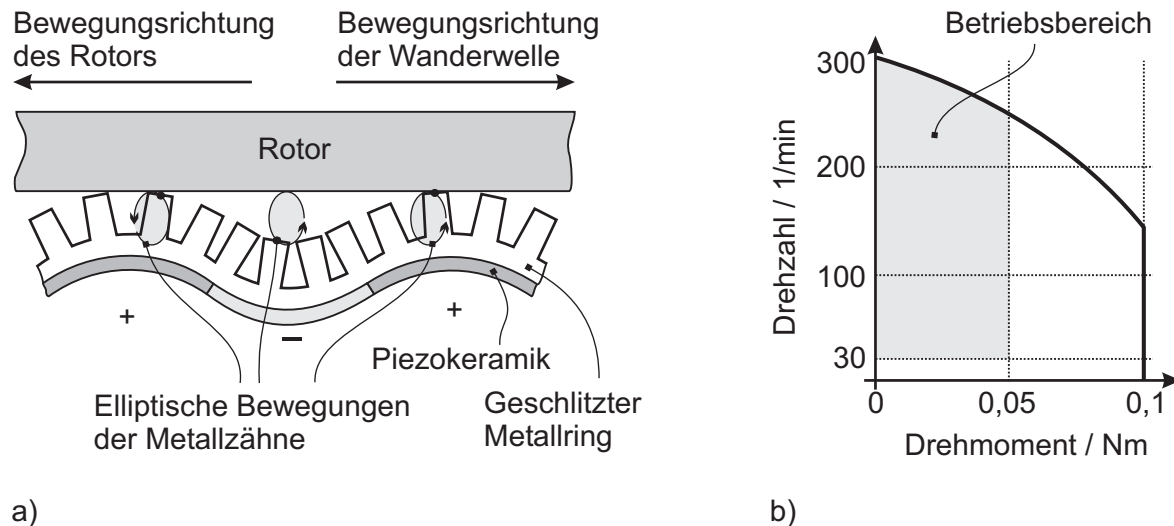


Abbildung 6.6.: Funktionsprinzip und Kennlinie des Wanderwellenmotors. a) Eine elliptische Bewegung der Metallzähne durch die wandernde Welle im Stator führt zu einer Bewegung des Rotors. b) Im Datenblatt angegebene Kennlinie des Motors. Bei einem Lastmoment von ca. 0,1 N stoppt der Motor abrupt. Eine minimale Rotationsgeschwindigkeit von $30 \frac{1}{\text{min}}$ ist für den Betrieb notwendig.

Thermische Charakterisierung der Motoren

Da dem Motor ein reibschlüssiges Prinzip zugrunde liegt, wird ein großer Teil der elektrischen Energie in Wärme gewandelt. In dem Instrument werden vier Motoren auf engem Raum untergebracht. Eine Versuchsreihe zeigt, wie sich die Temperatur eines Motors über der Zeit entwickelt. Hierzu wird er in einer Halterung montiert, wie sie im späteren Gesamtinstrument eingesetzt wird und der Temperaturverlauf wird an einem Punkt auf der Motorhalterung bei unbelastetem Motor und maximaler Drehzahl aufgenommen. Abbildung 6.7 zeigt den Betriebstemperatur-Verlauf von sechs Motoren über einer Zeit von 10 Minuten.

Die Temperatur steigt um bis zu 60 K an. Im späteren Betrieb des Instruments zeigt sich, dass diese starken Temperaturerhöhungen nicht mehr auftreten, da die Motoren nicht mehr mit maximaler Drehzahl betrieben werden. Der Temperaturanstieg stellt für den praktischen Einsatz als positions geregelter Antrieb daher kein Problem dar.

Positionssensorik

Als Positionssensor kommen magnetische Winkelgeber zur fortlaufenden Messung der Rotation der Antriebe und Hallsensoren zur absoluten Positionierung der Linearbewegung der Mechanismus-Füße zum Einsatz.

Für die Absolutpositionierung werden Dauermagnete an den Schubstangen befestigt, die den Mechanismus antreiben. Eine 50-fache Wiederholung der Absolutpositionierung liefert eine Standardabweichung von 0,017 mm und einen maximalen Referenzierungsfehler von

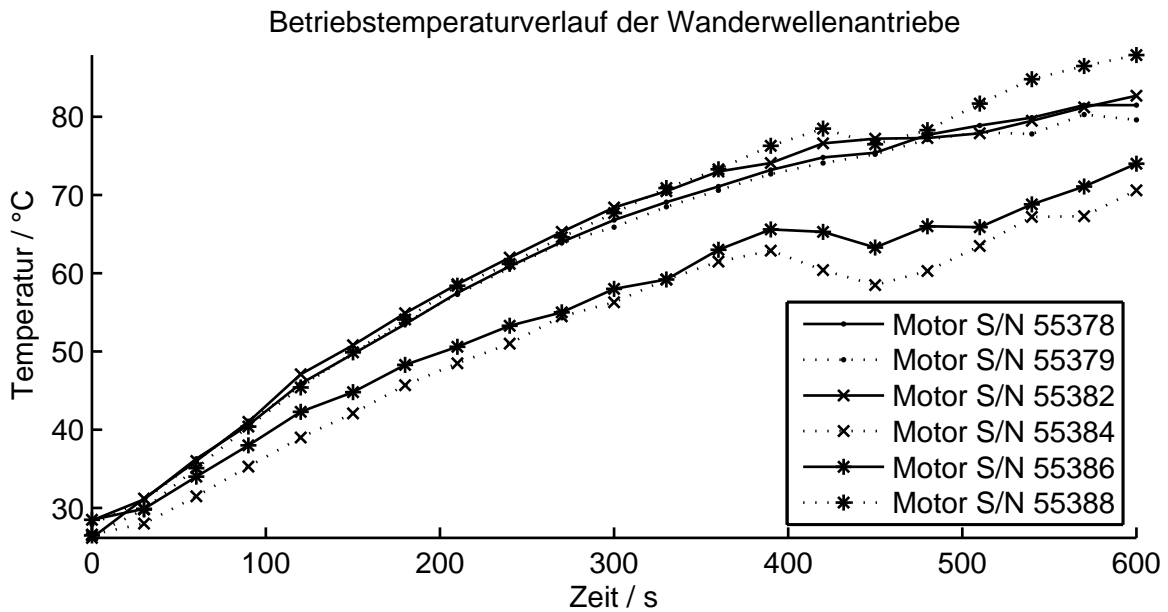


Abbildung 6.7.: Betriebstemperatur-Verlauf der Wanderwellenantriebe im Betrieb bei maximaler Rotationsgeschwindigkeit im unbelasteten Zustand. Die Temperatur steigt innerhalb von 10 Minuten um bis zu 60 K an.

$\pm 0,038$ mm. Die Messung wurde mit einem Lasertriangulator der Firma *Micro-Epsilon* mit einer Wegauflösung von $2,5 \mu\text{m}$ durchgeführt.

Als Winkelsensor kommt der magnetische Winkelsensor AS5046 der Firma *austriamicrosystems* zum Einsatz [143], [144]. Dieser quantisiert eine Umdrehung in 2^{12} Schritten, so dass sich ein Winkelinkrement von $\Delta\varphi = 360^\circ \cdot 2^{-12} = 0,088^\circ$ ergibt. Mit dem gewählten Zahnraddurchmesser von $d = 7,5$ mm zur Wandlung der Rotations- in eine Linearbewegung (Abschnitt 6.1.3) ergibt sich eine Wegauflösung von $\Delta x = \pi \cdot d \cdot 2^{-12} = 0,006$ mm. Für das Diagramm in Abbildung 6.8 werden vollständige Motormodule inklusive der Wandlung der rotatorischen Bewegung des Motors in die lineare Bewegung der Schubstangen betrachtet. Es zeigt den Positionsfehler der linearen Wegmessung mittels Winkelsensor und Zahnrad-/Zahnstangen-Wandlung über einer Umdrehung eines Motors. Der Positions-Messfehler enthält daher sowohl den Messfehler des Winkelsensors, als auch Fertigungstoleranzen des Zahnrades und der Zahnstange. Für die Referenzmessung der Linearbewegung kommt ein Lasertriangulator der Firma *Micro-Epsilon* mit einer Wegauflösung von $2,5 \mu\text{m}$ und einem Linearitätsfehler von $0,04$ mm über dem gesamten Messbereich von 50 mm zu Einsatz.

Der maximale Positions-Messfehler des Motormoduls beträgt $\Delta x = -0,069$. Der Fehler könnte durch eine Kalibrierung mit einem Polynom 2. Grades auf unter $\Delta x < 0,032$ mm verringert werden. In dem Diagramm bilden sich einige der 15 Zähne des Zahnrads als „Zacken“ im Positionsfehler ab. Besonders deutlich sind diese in dem Diagramm bei ca. 26° ,

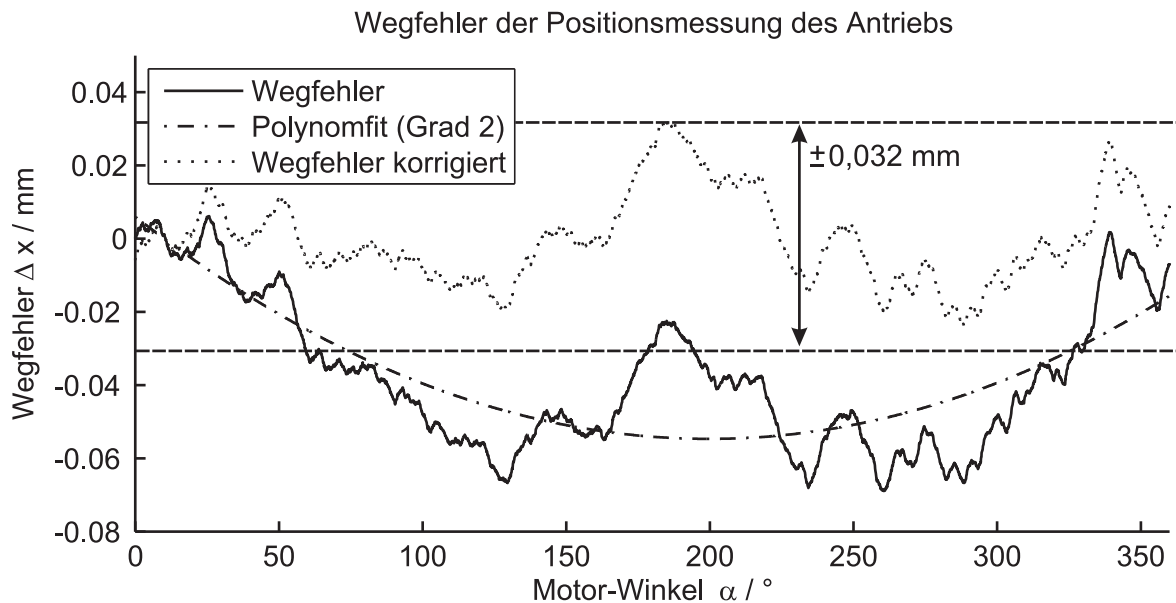


Abbildung 6.8.: Fehler der Wegmessung mittels Winkelsensor. Aufgetragen ist die mit einem Referenzsensor (Laser-Triangulator) gemessene Abweichung des Schubstangen-Weges vom Sollwert über einer vollen Umdrehung des Motors. Eine Kalibrierung mit einem Polynom 2. Grades kann die Abweichung auf maximal 0,032 mm verringern.

50°, 143°, 185°, 215°, 247°, 274° und 336° zu sehen. Theoretisch bilden sich 15 Zähne über dem gesamten Umfang bei je $\Delta\alpha = 360^\circ/15 = 24^\circ$ ab. In dem Diagramm zeigt sich jedoch, dass der Fehler, der durch die Exzentrizität des Zahnrades entsteht deutlich stärker ausgeprägt ist. Er lässt sich gut durch ein Polynom 2. Grades vermindern.

Zusammenbau der Antriebseinheit

Die Antriebseinheit besteht aus vier Motormodulen, die jeweils eine Schubstange des Mechanismus positionieren. Zur Integration in ein handgehaltenes Instrument müssen die Motormodule möglichst platzsparend zusammengesetzt werden. Dies geschieht durch Anordnung auf einem Kreis um den Instrumentenschaft mit einem Winkelversatz von 90° der Module zueinander. Die Zahnräder der einzelnen Motormodule können bei dieser Anordnung am dichtesten zusammen liegen. Die Schubstangen, die die lineare Bewegung zu den Mechanismus-Füßen leiten, können so über den Umfang des Schafts verteilt parallel zur Instrumenten-Längsachse geführt werden. Abbildung 6.9d) zeigt eine Fotografie der Antriebseinheit, bei der zur besseren Darstellung nur drei Motormodule montiert sind. Abbildung 6.9a)-c) bezeichnet die Komponenten eines einzelnen Motormoduls.

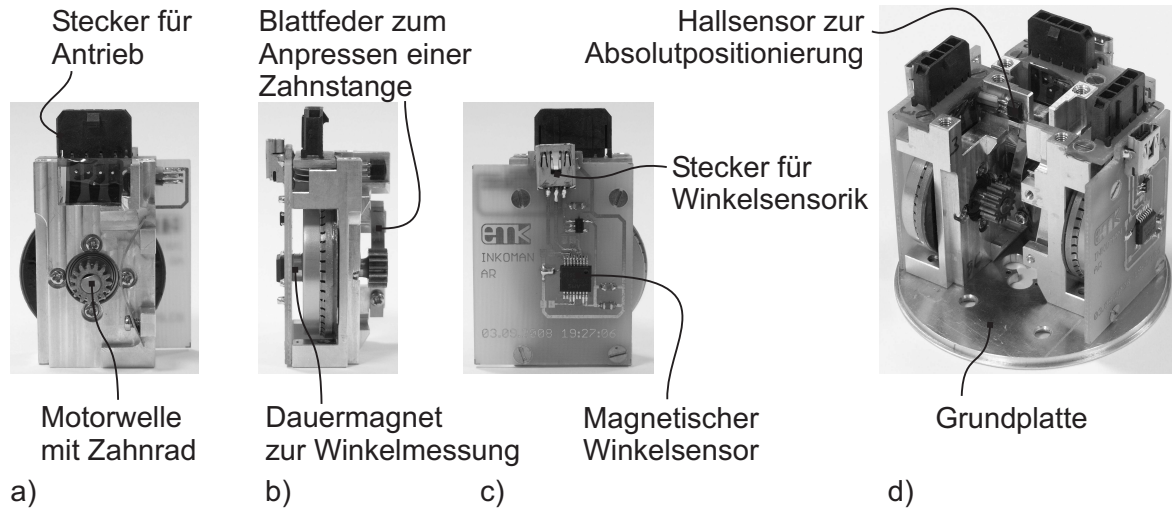


Abbildung 6.9.: Fotografie eines Motormoduls und der Antriebseinheit. a) bis c) bezeichnen die einzelnen Funktionskomponenten, die in einem Motormodul verwendet werden. d) zeigt die vollständige Antriebseinheit, bei der drei von vier Motormodulen montiert sind.

6.1.3. Kraftübertragung

Die Transformation von der Rotation des Antriebs zu der Translation der Linearbewegung der Schubstangen findet über ein Zahnrad-Zahnstangen-Getriebe statt. Das Zahnstangenge triebe ist ein Grenzfall eines Stirnradgetriebes, bei dem der Durchmesser eines Zahnrades unendlich groß wird. Der Wirkungsgrad eines einzelnen geradverzahnten Stirnradgetriebes liegt bei bis zu $\eta_{max} = 99 \%$ [145]. Diese Getriebeart eignet sich daher besonders für die Übersetzung der Bewegung.

Das Übersetzungsverhältnis wird hier durch die geforderte TCP-Geschwindigkeit von $v_{TCP} = 20 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ bestimmt. Die Kraftübertragung ergibt sich dann aus der gewählten Übersetzung. Sie ist für den Einsatz des Instruments als LASER-Dissektor weniger entscheidend als die Geschwindigkeit, mit der der TCP den Bewegungsvorgaben des Chirurgen folgt. Nach Kapitel 5.2.1 liegt der minimale Singulärwert der JACOBI-Matrix über dem gesamten Arbeitsraum bei $\sigma_{min} = 0,25$. Die JACOBI-Matrix enthält nach Gleichung (4.8) das Geschwindigkeitsübertragungsverhalten des Mechanismus. σ_{min} kann nun zur Abschätzung der benötigten Geschwindigkeiten an den Antrieben herangezogen werden:

$$v_{TCP} = \sigma_{min} \cdot v_{Antrieb} \Rightarrow v_{Antrieb} = \frac{1}{\sigma_{min}} \cdot v_{TCP} = 80 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad (6.6)$$

Die errechnete Bewegungsgeschwindigkeit kann durch ein einstufiges Getriebe aus der Rotationsgeschwindigkeit des Antriebs übersetzt werden. Dies ist möglich, weil die Drehzahl n des Ultraschall-Wanderwellen-Motors im voll belasteten Zustand mit $n = 250 \frac{1}{\text{min}}$ bereits relativ langsam ist. Der für die Übertragung wirksame Durchmesser d des Zahnrades

(der sogenannte Teilkreis-Durchmesser), berechnet sich durch

$$v_{Antrieb} = \pi \cdot d \cdot n \Rightarrow d = \frac{v_{Antrieb}}{\pi \cdot n} \quad (6.7)$$

Um bei der Rotationsgeschwindigkeit $n = 250 \frac{1}{\text{min}}$ noch die gewünschte TCP-Geschwindigkeit zu erreichen, muss ein Teilkreis-Durchmesser von mindestens $d = 6,1 \text{ mm}$ gewählt werden. Kommerziell verfügbare Zahnräder haben bei einem Zahnmodul von $m = 0,5$ und 15 Zähnen einen Teilkreis-Durchmesser von $d = 7,5 \text{ mm}$. Ein solches Zahnrad wird eingesetzt, so dass die gewünschte TCP-Geschwindigkeit sicher erreicht wird. Die zur Verfügung stehende Kraft F_{max} errechnet sich aus dem maximalen Drehmoment M_{max} des Antriebs und dem Teilkreis-Durchmesser d des Zahnrads zu

$$F_{max} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d} = \frac{2 \cdot 100 \text{ mNm}}{7,5 \text{ mm}} = 26,67 \text{ N} \quad (6.8)$$

Abbildung 6.10 zeigt ein CAD-Modell der Konstruktion für die Kraftübertragung. Eine Blattfeder führt die Zahnstange am Zahnrad vorbei, um die Zähne immer im Eingriff zu halten. Auf eine weitere Lagerung der Zahnstange oder der angrenzenden Schubstange wird verzichtet, da eine Linearlagerung für die Mechanismus-Füße eingesetzt wird (Abschnitt 6.1.1), die die Lagerfunktion für den Mechanismus vollständig erfüllt.

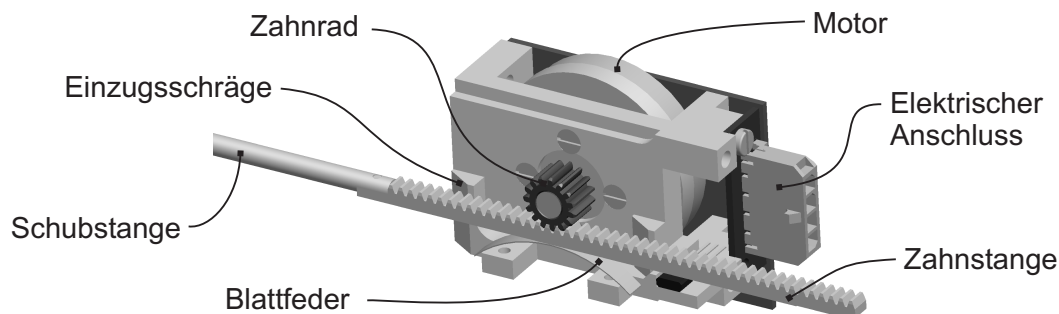


Abbildung 6.10.: CAD Modell einer Antriebseinheit mit Zahnstangengetriebe. Das Zahnrad wird direkt auf die Motorwelle geklebt. Die Zahnstange wird über eine Einzugsschräge in der Motorhalterung und eine Blattfeder zum Eingriff der Zähne mit dem Zahnrad geführt.

6.2. Gesamtaufbau und Einsatz

Abbildung 6.11 zeigt den Gesamtaufbau des laparoskopischen Instruments INKOMAN ohne Bedienelement. Die Montage und Demontage geschieht über eine einzelne Schraube an der hinteren Seite des Instruments und über eine Hülle, die über das montierte Instrument geschraubt wird. Die Linearführung für die Füße der parallelkinematischen Instrumentenspitze

ist mit dem Instrumentenschaft verschweißt und fluchtet so mit den Antrieben, die auf den gleichen Schaft montiert werden. Die Schubstangen sind als Einheit mit den Zahnstangen für die Rotations-/Linearwandlung und den Schnappverbindungen für die Ankopplung der Mechanismus-Füße ausgeführt. Sie können bei montiertem Instrumentenschaft von der Seite eingelegt und dann von den Zahnrädern in der Antriebseinheit gegriffen werden. Alle elektrischen Anschlüsse für den Betrieb der Motoren und für das Auslesen der Positionssensor-Signale befinden sich an der hinteren Seite des Instruments.

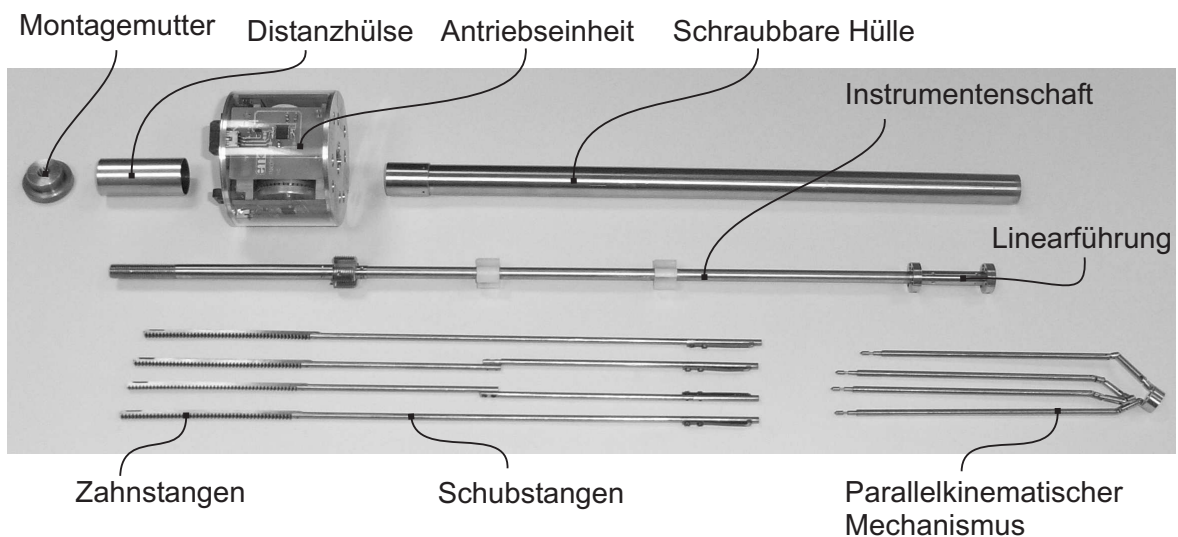
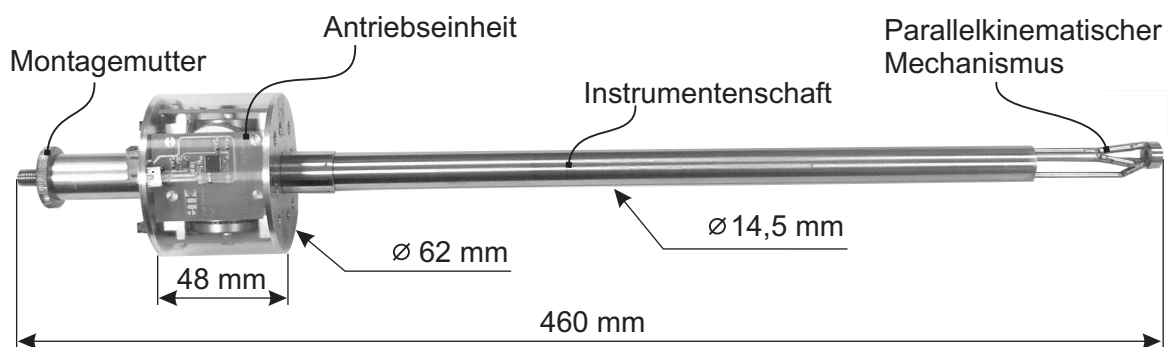


Abbildung 6.11.: Zusammenbau des Instruments INKOMAN. Oben: montiertes Instrument mit typischen Abmessungen. Unten: in 10 Einzelteile/Baugruppen zerlegtes Instrument. Die Komponenten lassen sich mittels einer einzelnen Montagemutter zusammenbauen, und die Schubstangen-Mechanik wird mit einer schraubbaren Hülle nach außen hin abgeschlossen. In dem Instrumentenschaft befindet sich ein durchgängiger Kanal für die Zuleitungen zu einem chirurgischen Instrument an der Instrumentenspitze.

6.2.1. Ansteuerung des Instruments und Regelung der Antriebe

Für die Steuerung der Instrumentenspitze ist es notwendig, das Instrument mit einem Handstück zu versehen, über das der Chirurg die Möglichkeit besitzt, die Instrumentenspitze zu positionieren. Das Bedienkonzept sowie dessen Umsetzung wurde bereits in Kapitel 3.3.1 vorgestellt. Seine Entwicklung und Umsetzung wurden von KASSNER bearbeitet und publiziert [152].

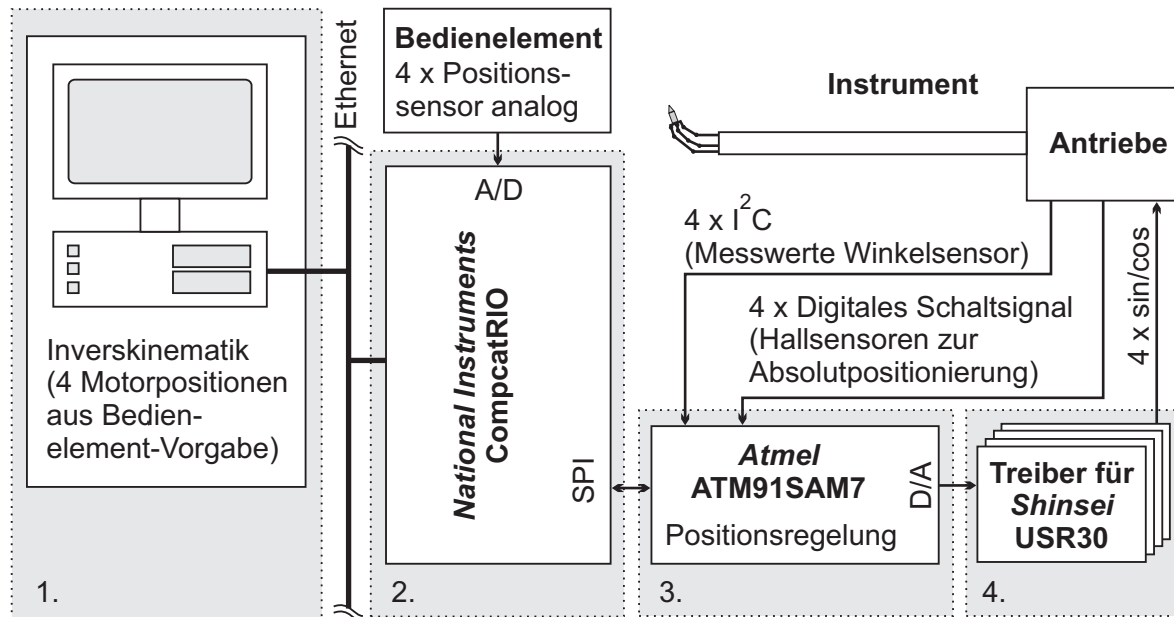


Abbildung 6.12.: Konzept zur Ansteuerung des Instruments. Ein CompactRIO-System der Firma *National Instruments* übernimmt die Ablaufsteuerung der Ansteuerung. Das Bedienelement wird analog ausgelesen und ein PC übernimmt die vergleichsweise aufwendige numerische Berechnung der Inverskinematik sowie einige Anzeige- und Eingabemöglichkeiten. Der berechnete Sollwert für die Antriebe wird an einen vom Rest des Systems unabhängigen Regelkreis weitergegeben. Dieser steuert mittels der vom Hersteller bereitgestellten Treiberbausteine die Antriebe an. Die Blöcke 1. bis 4. werden im Text referenziert.

Die Berechnungen, Regelungs- und Steuerungsaufgaben sind in dem System an verschiedenen Orten verteilt (siehe Blöcke in Abbildung 6.12):

1. Für die rechenintensive Aufgabe der numerischen Inverskinematik wird ein PC benötigt. Zusätzlich existiert damit eine flexible Möglichkeit von Bedienereingaben und -ausgaben wie z.B. die Anzeige der errechneten Stellung des Mechanismus oder die Einstellung von Parametern für Regelkreise. Zur Kommunikation mit dem restlichen System kommt eine Ethernet-Schnittstelle zum Einsatz, die von der Firma *National Instruments* auch in dem CompactRIO-System verfügbar ist. Die PC-Software ist in der Programmiersprache LabViewTM erstellt.

2. Ein CompactRIO System der Firma *National Instruments* bietet neben einem Prozessor zur direkten Ausführung von LabView™-Code auch die Möglichkeit, über austauschbare Module Funktionen zur hardwarenahen Automatisierung zu implementieren. Für das Auslesen der Positionsvorgaben vom Bedienelement werden vier A/D-Wandler für vier Mechanismus-Freiheitsgrade eingesetzt. Die Kommunikation mit der Positionsregelung geschieht über eine digitale SPI-Schnittstelle, über die die Sollwerte für die Positionen der Antriebe übermittelt werden.
3. Mit den Sollwerten für die Position der Antriebe wird über eine Positionsregelung die Istposition geregelt. Die Regelung ist auf einem AT91SAM7-Mikrocontroller der Firma *Atmel* implementiert. Der Mikrocontroller erhält die Positionssignale für die Absolutpositionierung der Schubstangen über digitale Eingangsleitungen von Hallsensoren und kommuniziert mit den Winkelencodern an den Antrieben über eine I²C-Schnittstelle.
4. Die Motortreiber werden über analoge Spannungen angesteuert, aus denen die phasenversetzten Spannungen für den Betrieb der Motoren generiert werden.

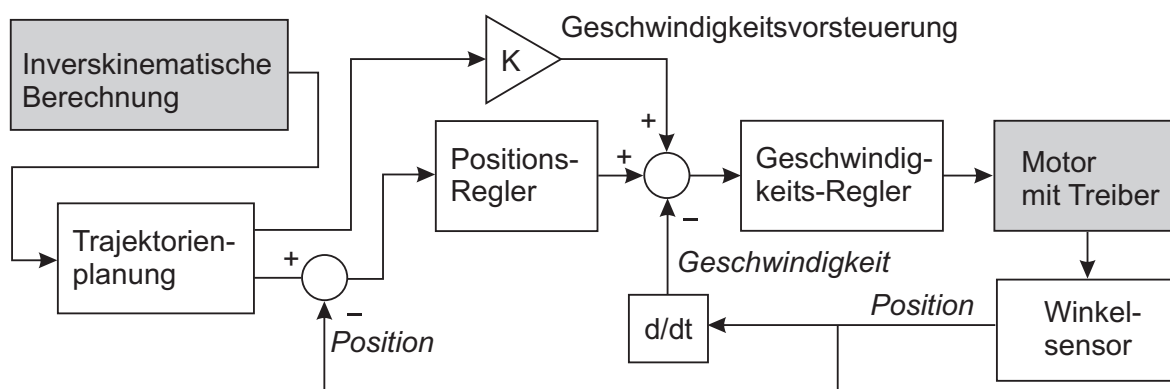


Abbildung 6.13.: Regelkreis für einen Wanderwellenantrieb. Die Position des Antriebs errechnet sich aus der inverskinematischen Beziehung (Kapitel 4.2). Ein P-Positionsregler und ein PI-Geschwindigkeitsregler werden für die Regelung jedes Antriebs benötigt. Eine Geschwindigkeitsvorsteuerung erhöht die Reaktionsgeschwindigkeit des Motors auf einen Geschwindigkeitssprung. Die Trajektorienplanung synchronisiert die Geschwindigkeiten der einzelnen Motoren.

Regelung der Antriebe

Um eine Positionierung der Instrumentenspitze in mehreren Freiheitsgraden zu gewährleisten ist es notwendig, die einzelnen Antriebe in ihrer Position zu regeln. Als Rückkopplung für die Regelung wird die an den Antrieben befestigte Winkelsensorik eingesetzt (Seite 128). Der Entwurf und die Implementierung der Regelung wurden maßgeblich von WOHLLEBER bearbeitet und in [154] veröffentlicht. Das Konzept der Regelung wird im Folgenden

kurz zusammengefasst. Der Hersteller des Wanderwellenantriebs liefert bereits einen Motortreiber, der die Drehzahl durch die Ansteuerung mit einer Spannung von der minimal möglichen Drehzahl bis zur maximal möglichen Drehzahl (Kennlinie in Abbildung 6.6b) einstellen kann. Seine Parameter werden vom Motorhersteller bereits auf jeden Motor angepasst.

Abbildung 6.13 gibt einen Überblick über den kompletten Regelkreis. Um mit dem TCP einer Trajektorie in vier Freiheitsgraden zu folgen, werden die Position und die Geschwindigkeit der vier Motoren geregelt. Die dargestellte Regelung ist für jeden Motor implementiert, wobei die einzelnen Motoren durch eine Trajektorienplanung in Echtzeit synchronisiert werden [146]. Dies verbessert die Positionstreue des TCP auf der gewünschten Trajektorie, da die Geschwindigkeiten und die Positionen der einzelnen Motoren in Abtastpunkten auf der Trajektorie abgeglichen werden. Die Positionsregelung ist als P-Regler implementiert und diesem folgt ein PI-Geschwindigkeitsregler. Die magnetische Winkelmessung am Motor wird direkt für den Positionsregler verwendet. Für den Geschwindigkeitsregler wird daraus die Winkelgeschwindigkeit abgeleitet, die mit dem Reglerausgang des Positionsreglers und mit dem Ausgang einer Geschwindigkeitsvorsteuerung verrechnet werden. Die Geschwindigkeitsvorsteuerung dient der schnelleren Reaktion der Motoren auf eine Positionsänderung.

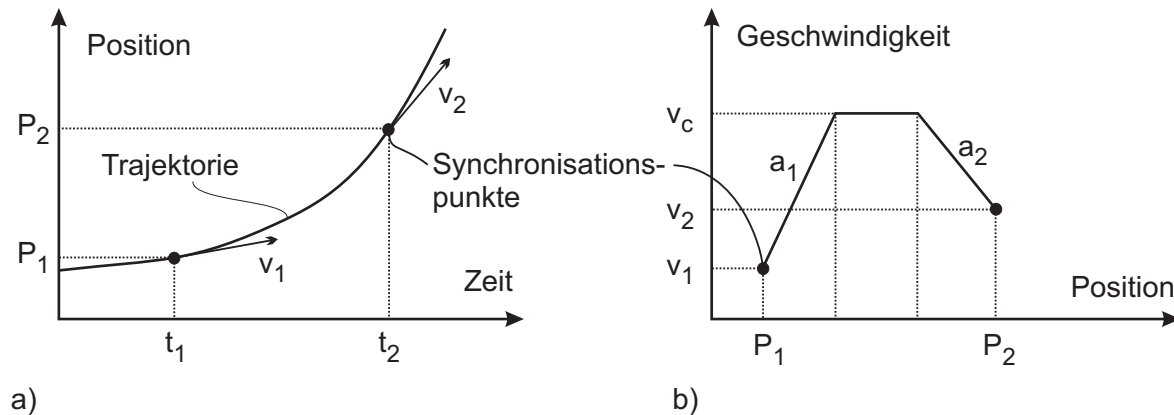


Abbildung 6.14.: Funktionsweise der Trajektorienplanung zur Synchronisation von mehreren Motoren. a) Die am Bedienelement vorgegebene Trajektorie wird zu Synchronisationszeitpunkten abgetastet. In diesen Punkten wird die Soll-Position und -Geschwindigkeit der Antriebe mit der Inverskinematik ermittelt. b) Ein trapezförmiges Geschwindigkeitsprofil mit drei gleich langen Phasen (a_1, v_c, a_2) ermöglicht das Erreichen der Synchronisationspunkte nach Ort und Geschwindigkeit.

Die Funktionsweise der Trajektorienplanung ist in Abbildung 6.14 verdeutlicht. Die am Bedienelement vorgegebene Bewegung der Instrumentenspitze wird an Synchronisationszeitpunkten (mit 50 Hz) abgetastet (t_1, t_2 in Abbildung 6.14a). Die Motorpositionen und -geschwindigkeiten an diesen Zeitpunkten werden mit Hilfe der Inverskinematik ermittelt

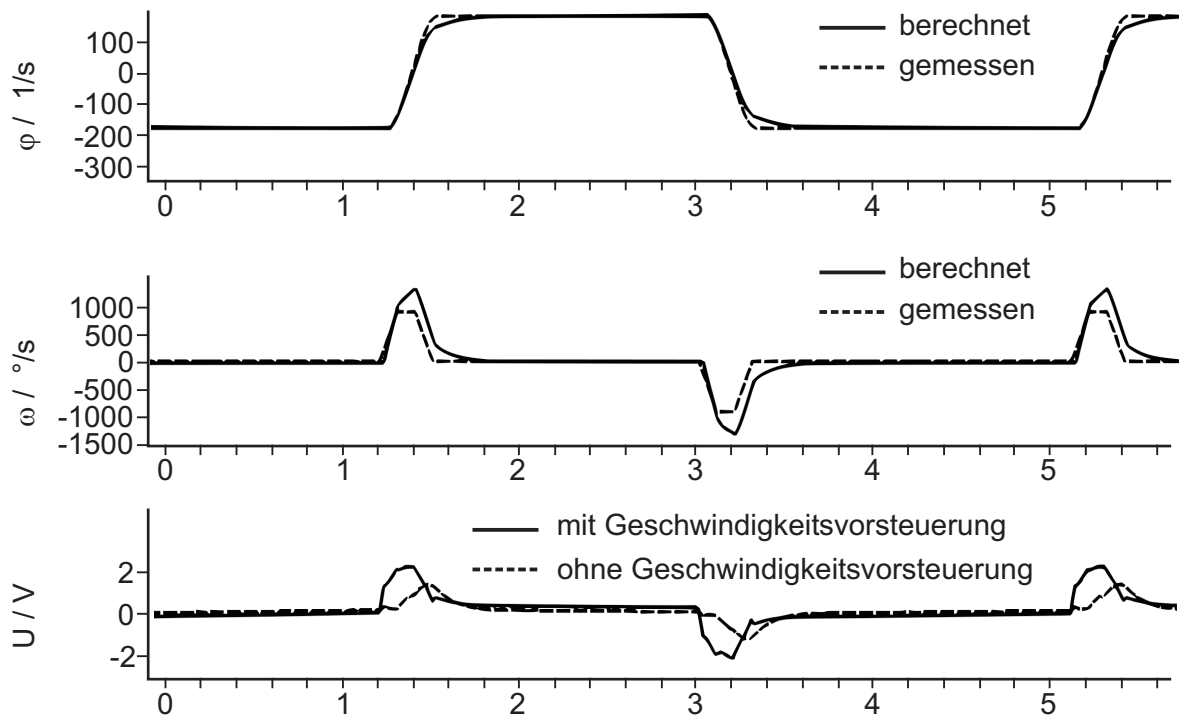


Abbildung 6.15.: Verhalten eines Motors bei einer Positionsänderung mit Trajektorienplanung. Oben: Motorwinkel φ . Die gestrichelte Linie repräsentiert die berechnete Trajektorie, die durchgezogene Linie zeigt die gemessene Positionsänderung des Motors. Mitte: Winkelgeschwindigkeit ω der Motors. Die gestrichelte Linie repräsentiert die berechnete Geschwindigkeit, die durchgezogene Linie zeigt die gemessene Geschwindigkeit des Motors. Unten: geschwindigkeitsproportionale Ansteuerungsspannung U des Motortreibers mit (durchgezogene Linie) und ohne (gestrichelte Linie) Geschwindigkeitsvorsteuerung. Die Geschwindigkeitsvorsteuerung bewirkt eine schnellere Reaktion des Motors auf einen Positionswechsel durch frühzeitige Ansteuerung.

und in ein trapezförmiges Geschwindigkeitsprofil (Abbildung 6.14b) umgerechnet, das drei gleich lange Phasen enthält. Eine konstante Beschleunigung a_1 , ein Verfahren auf der Geschwindigkeit v_c und eine konstantes Abbremsen a_2 . Diese Werte werden so berechnet, dass alle Antriebe die Synchronisationszeitpunkte an den errechneten Positionen mit der errechneten Geschwindigkeit durchlaufen werden.

Abbildung 6.15 zeigt das zeitliche Verhalten eines Motors bei einer Positionsänderung mit Trajektorienplanung. Weiterhin wird in der Abbildung der Einfluss der Geschwindigkeitsvorsteuerung auf die Ansteuerungsspannung des Motors verdeutlicht.

6.2.2. Einsatz des Instruments im Tierversuch

Zur Untersuchung der Gebrauchstauglichkeit und zur Validierung der Anforderungen an die Bewegungsmöglichkeiten der Instrumentenspitze wird das als vollständiges Funktionsmuster aufgebaute Gerät qualitativ getestet. Als Testszenario dient ein Tierversuch am Schwein;

Der Test findet durch schwerpunktmäßig laparoskopisch arbeitende Chirurgen statt. Als chirurgisches Werkzeug kommt ein Infrarot-LASER-Dissektor zum Einsatz [147] [148]. LASER-Licht lässt sich gut an einem Lichtleiter bis an die Instrumentenspitze leiten. Die Lichtleitfaser kann mit der Instrumentenspitze leicht in deren Arbeitsraum positioniert werden. Als medizinisches Szenario wurde die keilförmige Resektion eines randnahen Stücks aus der Leber definiert. Hierbei konnten vom Chirurgen sowohl die Freiheitsgrade des gesamten Instruments im Trokar, als auch die Freiheitsgrade der parallelkinematischen Instrumentenspitze verwendet werden. Abbildung 6.16 zeigt eine extrakorporale und eine intrakorporale Ansicht während des Versuchs.

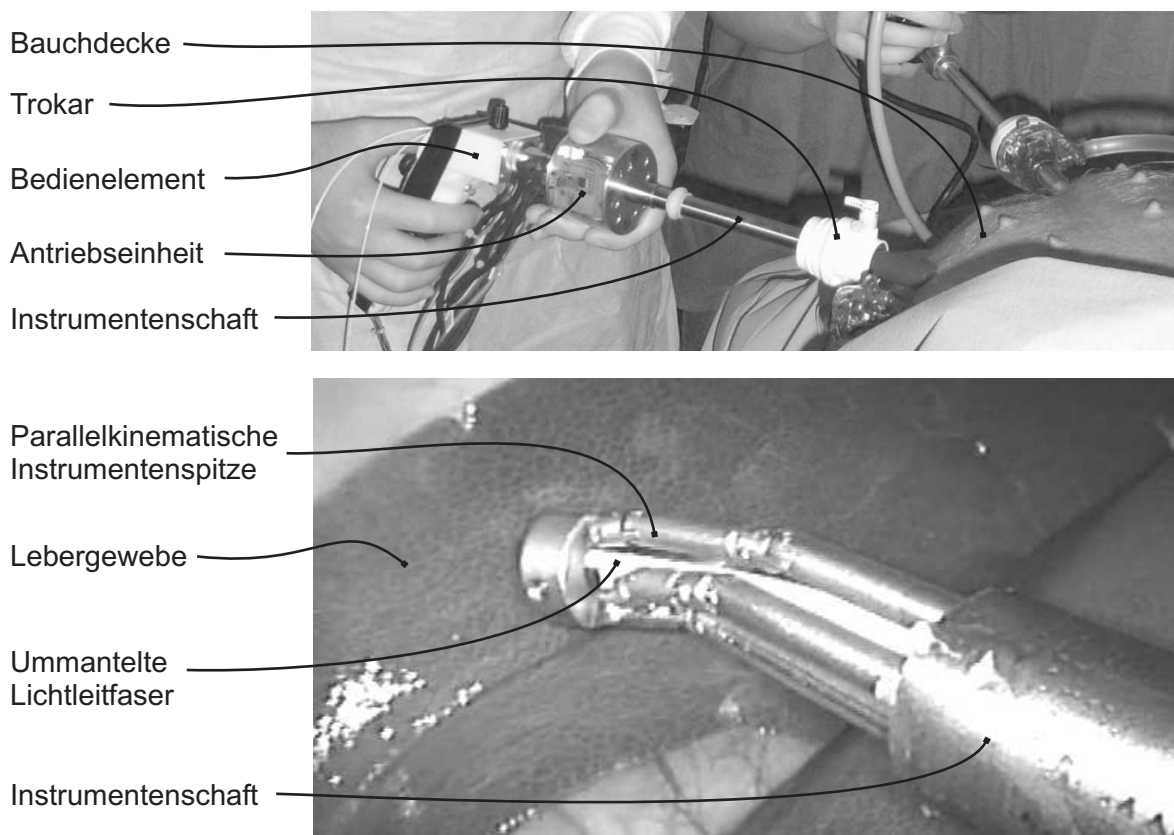


Abbildung 6.16.: Tierversuch mit dem Instrument INKOMAN. a) extrakorporale Ansicht, b) intrakorporale Ansicht

Aus dem Versuch lassen sich zusammenfassend die folgenden Ergebnisse festhalten:

- Die parallelkinematische Instrumentenspitze ist mit einem Bedienelement mit mehreren Freiheitsgraden im Gelenkraum der Hauptkette gut positionierbar und damit bedienbar.
- Die Bewegung des Instrumentenschafts und die Positionierung der parallelkinematischen Instrumentenspitze werden selten gleichzeitig verwendet. Eine Bedienung dieser beiden

Positioniermöglichkeiten erfolgt abwechselnd (z.B. zunächst die Einstellung eines Arbeitswinkels mit der Instrumentenspitze, dann die Schnittführung mit den Freiheitsgraden des Instrumentenschafts).

- Der lineare Freiheitsgrad der Instrumentenspitze in Richtung der Instrumentenachse ist redundant zum Bewegungsfreiheitsgrad in Achsrichtung des Trokars und wird bei einem handgehaltenen Instrument nicht verwendet. Dieser Freiheitsgrad wird notwendig, wenn das Gesamtinstrument relativ zum Patienten fixiert wird. Weiterführende Ansätze für ein Instrument, das vorwiegend die intrakorporal gelegenen Freiheitsgrade nutzt, werden in Abschnitt 7.2 vorgestellt.
- Die Organbewegung (z.B. durch Beatmung) wird während des Eingriffs lokal durch Greifen des zu bearbeitenden Gewebes mit einem laparoskopischen Greifer verhindert, der durch einen weiteren Trokar in den Körper eingebracht wird. Bei dem Instrument, das in Abschnitt 7.2 vorgestellt wird, sind daher Greifwerkzeuge unerlässlich.
- Neben dem zentralen Kanal durch den Instrumentenschaft für das Dissektionswerkzeug sind in dem Instrument auch die Spalte der Linearführungen für die Mechanismus-Füße und auch der Spalt zwischen Außenhülle und Instrumentenschaft abzudichten, um ein Entweichen des insufflierten CO₂ zu verhindern. Dies kann z.B. durch einen flexiblen, dichtenden Überzug über die gesamte parallelkinematische Instrumentenspitze erreicht werden.

6.2.3. Biokompatibilität, Sterilisierbarkeit

Für den Einsatz in chirurgischen Geräten müssen nach WINTERMANTEL [149] die Punkte Biokompatibilität und Sterilisierbarkeit berücksichtigt werden.

Biokompatibilität

Unter Biokompatibilität versteht man die Verträglichkeit zwischen einem technischen und einem biologischen System. Diese Verträglichkeit ist vor allem bei Implantaten kritisch, die lange Zeit innerhalb des Körpers verbleiben. Bei kurzzeitiger Anwendung eines chirurgischen Instruments ist darauf zu achten, dass keine Stoffe in toxischen Konzentrationen in den Körper abgegeben werden und dass keine Reaktion des Immunsystems auf eingebrachte Fremdkörper stattfindet. In der feinwerktechnischen Umsetzung nach Abschnitt 3.3.4 kann dies durch den Einsatz von chirurgisch geeignetem Stahl als Konstruktionswerkstoff geschehen. Hier wurde Stahl mit der Werkstoffnummer 1.4301, ein Cr-Ni-Stahl, verwendet. Werden Konstruktionswerkstoffe eingesetzt, über deren Biokompatibilität nichts bekannt ist, sind in-

vitro Tests an isolierten Zellen, in-vivo Tests an Tieren und klinische Studien durchzuführen. In Kapitel 5.3 wurden Polyamide als Werkstoff vorgeschlagen. Polyamide, wie sie für die Herstellung eines monolithischen parallelkinematischen Mechanismus identifiziert wurden, werden bereits zahlreich in der Medizin, auch bei Teilen, die mit Blut und Gewebe in Berührung kommen, eingesetzt. Einsatzgebiete sind z.B.:

- Nahtmaterial
- Spritzen
- Herzmitralklappen

Sterilität

Unter Sterilität versteht man die Freiheit von lebensfähigen Organismen. Für ein Medizinprodukt muss Sterilität bereits im Produktionsprozess weitestgehend gewährleistet und vor dem Einsatz garantiert werden können. Da Keimfreiheit statistisch nicht möglich ist, wird der Begriff „steril“ für ein Produkt verwendet, auf dem mit einer Wahrscheinlichkeit von 10^{-6} ein lebensfähiger Keim gefunden wird. Die Tests hierzu laufen wie folgt ab:

1. Verunreinigung des Produkts mit lebensfähigen Keimen
2. Ermitteln der Anzahl der Keime (Ausgangskeimzahl)
3. Sterilisierung
4. Ermitteln der Anzahl der überlebenden Keime
5. Berechnung der Wahrscheinlichkeit nach einer Sterilisation, bezogen auf die Ausgangs-keimzahl einen lebensfähigen Keim zu finden

Um die Sterilität von chirurgischen Geräten bis zum nächsten Einsatz zu erhalten, werden sie bereits in Verpackungen sterilisiert, die auf einer Seite eine luft- und dampfdurchlässige, jedoch für Keime undurchlässige Membran aufweisen. WINTERMANTEL unterscheidet zwischen unterschiedlichen Sterilisationsverfahren:

- Hitzesterilisationsverfahren mit feuchter Hitze oder Heißluft
- Niedertemperatur-Gas-Verfahren z.B. mit Etylenoxid (EO) oder als Niedertemperatur-Dampf-Formaldehyd-Verfahren
- Sterilisation mit ionisierender Strahlung wie z.B. Gammastrahlen oder Ultraviolett-Be-strahlung

– Desinfektion in wässrigen Lösungen

Im Arbeitsablauf der meisten Operationssäle werden die chirurgischen Instrumente durch Spülen oder Bürsten zunächst von groben Verschmutzungen wie Gewebsresten gereinigt. Anschließend werden die Instrumente durch ein Hitzesterilisationsverfahren mit feuchter Hitze (Dampfsterilisation, Autoklavieren) bei 121 bis 134 °C bis zu 20 Minuten lang sterilisiert. Instrumente, die im Krankenhaus wieder aufbereitet werden sollen, müssen in diesem Verfahren sterilisierbar sein.

Das gesamte Instrument bietet aufgrund des vollständig zerlegbaren Aufbaus (siehe Abbildung 6.11) besonders gute Voraussetzungen für eine Reinigung und Sterilisierung. Schwierigkeiten können hier bei Verunreinigungen in engen Gelenkspalten auftreten. Bei einer feinerwerktechnischen Umsetzung eines Mechanismus bedeutet dies, dass ein Sterilisationsnachweis mit Dampfsterilisation geführt werden muss. Ein vollständig zerlegbares Instrument, dessen Instrumentenspitze als monolithisches Kunststoffteil für jede Operation neu und steril verwendet wird, ist daher anzustreben. Eine solche Instrumentenspitze müsste lediglich einmal in einem beliebigen Sterilisationsverfahren sterilisierbar sein.

Eine weitere Möglichkeit besteht in der vollständigen Kapselung des Mechanismus durch einen flexiblen, sterilen Überzug, sodass das Instrument selbst nicht mit organischem Material in Berührung kommt. Abbildung 6.17 zeigt, dass eine Ummantelung des Mechanismus mit einer flexiblen Hülle möglich ist. Die Bewegungsfreiheit des Mechanismus bleibt gewährleistet.

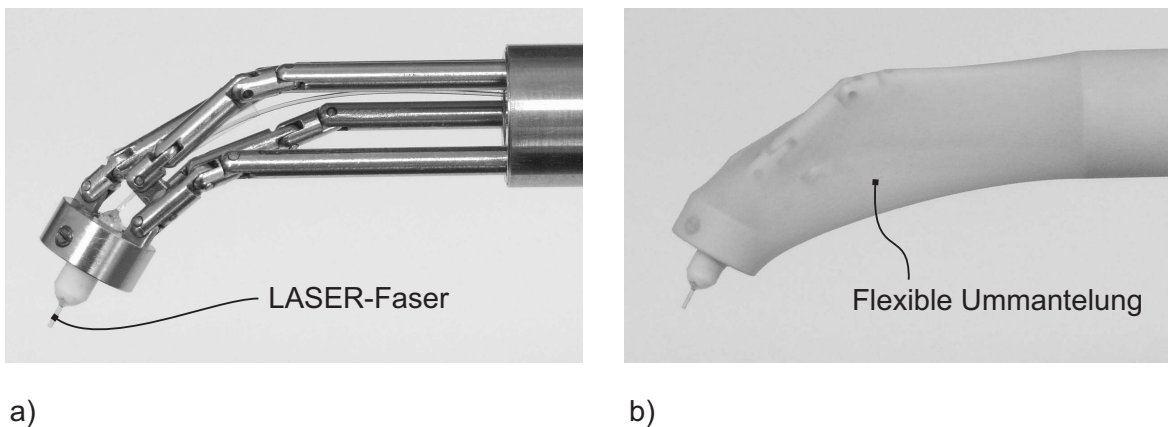


Abbildung 6.17.: a) feinwerktechnisch hergestellte parallelkinematische Instrumentenspitze in einer ausgelenkten Stellung. b) Kapselung mit einer flexiblen Hülle, die die Bewegungsfreiheit des Mechanismus nicht einschränkt. Als chirurgisches Werkzeug wurde eine LASER-Lichtleitfaser eingesetzt.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Dieses Kapitel gibt rückblickend eine Zusammenfassung der erreichten Ergebnisse und der Methoden, die auf weitere Projekte im Bereich der Parallelkinematik anwendbar sind. Weitere Arbeiten und deren erwartete Ergebnisse werden diskutiert, um Anregungen für zukünftigen Vorhaben und weiterführende Projekte zu geben.

7.1. Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit dem Einsatz von parallelkinematischen Mechanismen zum Einsatz in minimalinvasiven Telemanipulatoren. In diesem Bereich ist bislang lediglich ein weiterer Ansatz bekannt [72]. Sonstige minimalinvasive Instrumente, die für den telemanipulatorischen Einsatz entwickelt werden, beinhalten die Umsetzung von intrakorporalen Freiheitsgraden mittels Seilzug getriebener Mechanismen. Zur Validierung des verfolgten Ansatzes wurde ein voll funktionsfähiges Instrument umgesetzt und von Chirurgen getestet.

7.1.1. Erreichter Stand

Zunächst wurde eine Analyse von umzusetzenden Bewegungen und von Kräften, die während typischer laparoskopischer Operationen auftreten, durchgeführt (Kapitel 3.1). Eine kinematische Topologiesynthese liefert einen parallelkinematischen Mechanismus mit vier Freiheitsgraden, der von vier Linearantrieben bewegt wird (Kapitel 3.3). Aufgrund von fehlenden miniaturisierten Antrieben werden die ausgewählten Antriebe in eine Antriebseinheit nahe des Griffstücks verlagert. Mit dem entworfenen Mechanismus und den ausgewählten Antrieben ist ein Telemanipulator entstanden, der in seiner langgestreckten Form einem laparoskopischen Instrument ähnelt. Ein Tierversuch am Schwein zeigt die Einsatzfähigkeit des parallelkinematischen Mechanismus an der Instrumentenspitze am Beispiel eines LASER-Dissektors (Kapitel 6.2).

7.1.2. Erarbeitete Methoden

Für die Auslegung von einem parallelkinematischen Mechanismus wurden bekannte Methoden aus der Getriebesystematik eingesetzt (Abschnitt 3.2.4). Die Anwendbarkeit auf einen Mechanismus, dessen passive Gelenke je genau einen rotatorischen Freiheitsgrad besitzen, wurde durch den Aufbau eines Beispiel-Mechanismus und die Analyse seiner Eigenschaften bestätigt. Der ausschließliche Einsatz von Gelenken mit genau einem Freiheitsgrad wirkt sich positiv auf die Fertigung, speziell für Mechanismen mit sehr kleinen Abmessungen, aus. Vor allem aber ebnet dieser Ansatz den Weg für eine Herstellung von einstückigen (monolithischen) Mechanismen im Kunststoff-Spritzguss-Verfahren. Dies kann z.B. für medizinische Einmalartikel eingesetzt werden.

Die Methode der kinematischen Auslegung eines Mechanismus basierend auf dem Bewegungsumfang einer einzelnen seriellen kinematischen Kette wurde vorgeschlagen (Kapitel 3.3). Diese Methode bietet die Möglichkeit, parallelkinematische Mechanismen besser als bislang auf die geforderten Bewegungen hin auszulegen. Weitere ähnliche Mechanismen mit mehr oder weniger Freiheitsgraden oder anderen Bewegungsmöglichkeiten können mit der gleichen Methode entworfen werden.

Die inverskinematische Berechnung eines Mechanismus, dessen passive Gelenke alle den Freiheitsgrad $g = 1$ besitzen, ist sehr komplex. In Kapitel 4.2 wird daher eine Methode zur numerischen Lösung der Inverskinematik von statisch bestimmten Mechanismen vorgestellt. Die Mechanismen müssen zur Lösung der Inverskinematik lediglich durch die DENAVIT-HARTENPERG-Parameter ihrer einzelnen kinematischen Ketten beschrieben sein. Dies ermöglicht die universelle Einsetzbarkeit des Algorithmus für eine große Anzahl von parallelkinematischen Mechanismen.

Die Darstellung des Arbeitsraums in einem zweidimensionalen Diagramm (Abschnitte 5.1 und 5.2) ist neuartig. Diese Methode bietet die Möglichkeit, Kennwerte eines Mechanismus über dem gesamten Arbeitsraum übersichtlich darzustellen.

Die Einsetzbarkeit von Starrkörper-Simulations-Software (hier: Simulink® SimMechanics™) für die betrachteten Mechanismen wird in Kapitel 5 gezeigt. Die Ermittlung von Kennwerten über dem gesamten Arbeitsraum wird durchgeführt. Der Fokus liegt hier auf der Methode der Singulärwerte. Die Singulärwerte von Übertragungsmatrizen (z.B. JACOBI-Matrix des Ein- / Ausgangsverhaltens) werden mit dem Starrkörper-Modell durch das Prinzip der virtuellen Arbeit berechnet. Der Vorschlag der Beschreibung von inneren Mechanismus-Größen (z.B. Kräfte auf Gelenke) durch die Singulärwerte bietet eine Möglichkeit, die Eigenschaften des Mechanismus auf wenige Kennwerte zu reduzieren. Nach diesen Kennwerten kann eine Optimierung des vorgestellten oder vergleichbarer Mechanismen durchgeführt werden. Weiterhin lässt die Methode der Starrkörper-Simulation eine Berechnung der

wirkenden Kräfte und Momente in jeder Stellung eines parallelkinematischen Mechanismus zu. Diese Ergebnisse können für die Auslegung von Gelenken und Streben herangezogen werden.

Der Abschnitt 5.3 gibt schließlich einen Ausblick auf die Umsetzung eines parallelkinematischen Mechanismus im Kunststoff-Spritzguss-Verfahren. Die Ergebnisse aus der Starrkörper-Simulation fließen direkt in Belastungsfälle ein, mit denen Verformungen und Spannungen im Material berechnet werden können. Die Ergebnisse zeigen vielversprechende Ergebnisse, verdeutlichen jedoch, dass eine Auslegung für ein monolithisches Fertigungsverfahren ohne Optimierung des Mechanismus nicht möglich ist. Der Abschnitt 5.4 macht hier Vorschläge für die Optimierung auf Basis von Singulärwerten und evolutionären Algorithmen.

7.2. Anregung weiterer Arbeiten

In Abschnitt 2.1.3 wurde eine Klassifizierung von robotischen telemanipulatorischen Systemen vorgenommen. Die wichtigste medizinische Entwicklung im Hinblick auf die Ausgestaltung von laparoskopischen Telemanipulatoren ist die Etablierung von Verfahren, bei denen alle Instrumente durch einen einzigen Zugang (single-port) in den Körper eingebracht werden. Klinisch wird inzwischen eine Methode angewendet, bei der durch einen Trokar mehrere dünne Instrumente geführt werden [6], die im Trokar überkreuzt werden. Ein wesentlicher Nachteil dieser Methode ist die sehr komplexe Bedienung, die durch die Überkreuzung der Instrumente entsteht. Die in Abschnitt 2.1.3 referenzierten Arbeiten beschäftigen sich daher mit der Umsetzung von mehreren Manipulationsarmen auf einer kleinen Plattform, die in den Körper eingeführt wird und mindestens eine Kamera und zwei Instrumente zur Gewebsmanipulation enthält. Die Manipulationsinstrumente werden von Antrieben bewegt und der Chirurg gibt die Bewegung seitenrichtig an mehreren Bedienelementen vor. Die vorgestellten Mechanismen sind für den Einsatz in einem single-port Instrument besonders geeignet. Abbildung 7.1 zeigt eine mögliche Umsetzung von einem single-port-Instrument mit zwei der vorgestellten Mechanismen.

Der Chirurg steuert zwei intrakorporale parallelkinematische Manipulationsarme über Eingabeelemente, die mit dem Instrument mechanisch nicht verbunden sind. Die intrakorporalen Manipulatoren werden so zu einer Manipulationsplattform zusammengefasst, dass sie durch einen Zugang von maximal 30 mm Durchmesser in den Körper eingeführt werden können. Die Manipulationsplattform enthält eine Kamera, deren Blickfeld auf die Manipulationsarme ausgerichtet ist. Der Trägerrahmen ist rohrförmig ausgeführt, damit er mit einem externen Haltemechanismus fixiert werden kann. An dem Innenradius des Trägerrohres können

die linear angetriebenen Füße der Manipulationsarme verteilt werden. Im Gegensatz zu den bislang untersuchten Bauformen haben die Mechanismus-Füße so einen weiteren Abstand voneinander. Hierdurch können die auftretenden Kräfte an den Werkzeugen besser von den parallelkinematischen Mechanismen aufgenommen werden.

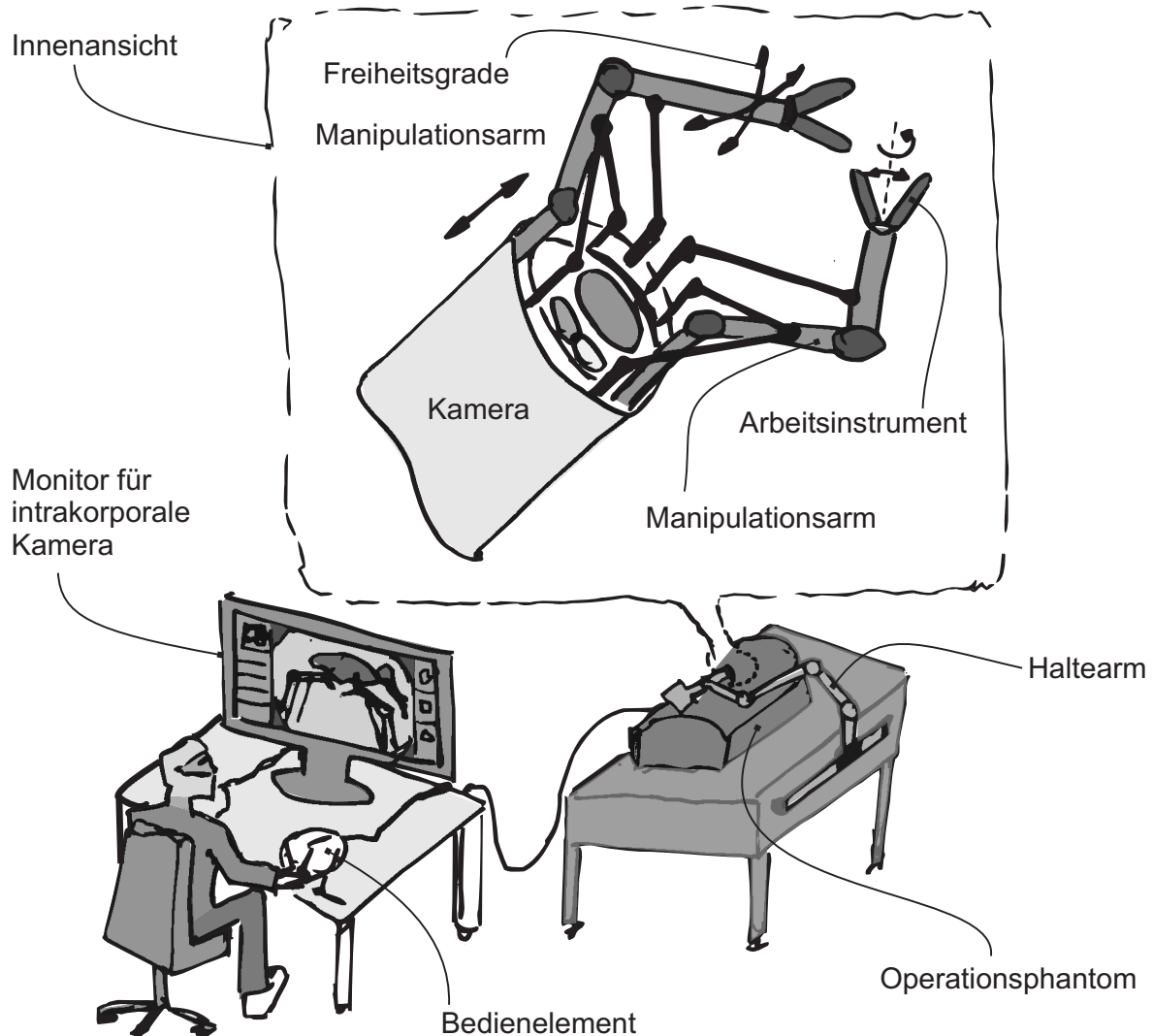


Abbildung 7.1.: Vorschlag für eine single-port-Instrument mit parallelkinematischen Mechanismen. Der Chirurg steuert zwei intrakorporale Manipulationsarme über Bedienelemente, die mechanisch nicht mit dem Instrument verbunden sind. Das Instrument selbst hat eine rohrförmige Bauform, um extrakorporal mit dem Operationstisch verbunden zu werden. Eine Kamera, deren Blickfeld auf die Manipulationsarme ausgerichtet ist, ist an dem intrakorporalen Ende des Rohres integriert. Die Abbildung zeigt ein Szenario eines solchen Manipulators in einer Simulationsumgebung.

A. Vorwärtskinematik eines seriellen Mechanismus

In Abbildung A.1 ist ein Beispiel eines seriellen Mechanismus dargestellt, um die DENAVIT-HARTENBERG-Konvention (Kapitel 4.3.3) zu verdeutlichen. Die angetriebenen Gelenke sind mit q_1 bis q_4 bezeichnet. Es existieren drei rotatorische und ein linearer Antrieb. In das Zentrum jedes Antriebs sowie in den Tool-Centre-Point (TCP) werden Koordinatensysteme ($\{1\}$ bis $\{5\}$) gelegt. Ein gestellfestes Koordinatensystem $\{0\}$ bezeichnet einen bekannten Punkt des Gestells. Die einzelnen Koordinatensysteme werden so gelegt, dass ein nachfolgendes Koordinatensystem aus einem vorhergehenden mit den vier zur Verfügung stehenden DENAVIT-HARTENBERG-Parametern berechnet werden kann. Hierzu ist es notwendig, in das 3. Gelenk zwei Koordinatensysteme zu legen. Mit einer einzelnen DENAVIT-HARTENBERG-Transformation kann das Koordinatensystem $\{2\}$ nicht auf das Koordinatensystem $\{4\}$ transformiert werden. Zunächst werden in der Tabelle A.1 die DENAVIT-HARTENBERG-Parameter aufgestellt.

Tabelle A.1.: DENAVIT-HARTENBERG-Parameter des Mechanismus aus Abbildung A.1

n	θ (Rotation um z_{n-1})	d (Verschiebung in z_{n-1} -Richtung)	a (Verschiebung in x_n -Richtung)	α (Rotation um x_n)
1	0	q_1	l_1	-90°
2	$-q_2$	0	l_2	90°
3	q_3	0	l_3	-90°
4	-90°	0	0	-90°
5	$-q_4$	l_4	0	0

Nun können die Transformationsmatrizen \mathbf{T}_1 bis \mathbf{T}_5 aufgestellt werden.

$$\mathbf{T}_1 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & l_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & q_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

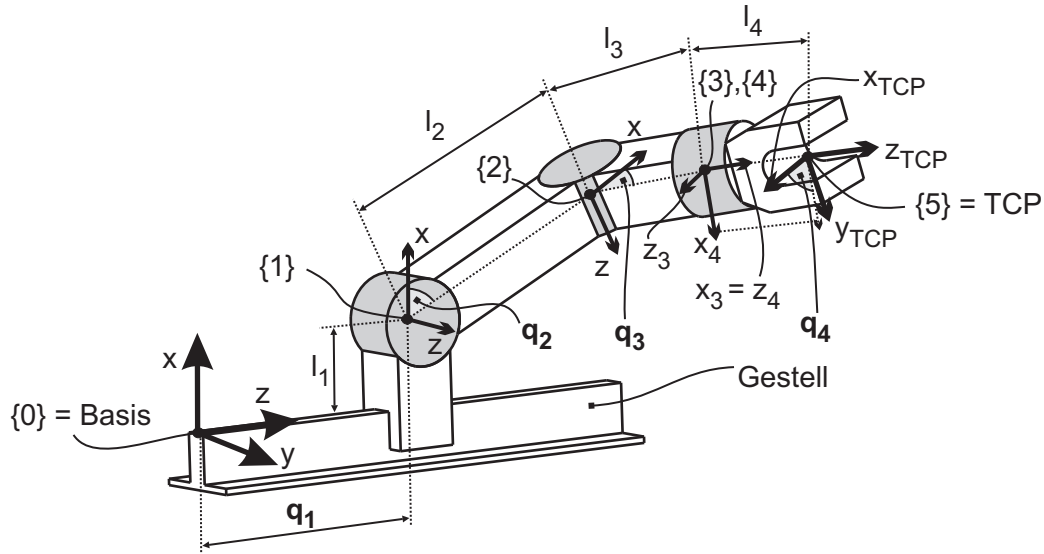


Abbildung A.1.: Beispiel eines seriellen Mechanismus. Der Mechanismus enthält einen linearen Antrieb (q_1) und drei rotatorische Antriebe (q_2 bis q_4) die Koordinatensysteme $\{0\}$ bis $\{5\}$ werden so in die Gelenke des Mechanismus gelegt, dass eine Transformation von einem Gelenkkoordinatensystem in das nächste jeweils mittels der vier DENAVIT-HARTENBERG-Parameter (θ , d , a , α) möglich ist. Die Transformation von $\{3\}$ nach $\{4\}$ dient lediglich der Drehung der Achsen, damit $\{4\}$ nach der Konvention im Gelenk positioniert werden kann.

$$\mathbf{T}_2 = \begin{pmatrix} \cos(-q_2) & 0 & \sin(-q_2) & l_2 \cdot \cos(-q_2) \\ \sin(-q_2) & 0 & -\cos(-q_2) & l_2 \cdot \sin(-q_2) \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{T}_3 = \begin{pmatrix} \cos(q_3) & 0 & -\sin(q_3) & l_3 \cdot \cos(q_3) \\ \sin(q_3) & 0 & \cos(q_3) & l_3 \cdot \sin(q_3) \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{T}_4 = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{T}_5 = \begin{pmatrix} \cos(-q_4) & -\sin(-q_4) & 0 & 0 \\ \sin(-q_4) & \cos(-q_4) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l_4 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Die gesamte Vorwärtskinematik T_{ges} ergibt sich durch die Multiplikation

$$\mathbf{T}_{ges} = \mathbf{T}_5 \cdot \mathbf{T}_4 \cdot \mathbf{T}_3 \cdot \mathbf{T}_2 \cdot \mathbf{T}_1 \quad (\text{A.1})$$

und ist nur von den geometrischen Abmessungen (l_1, l_2, l_3, l_4) und von der Stellung der angetriebenen Gelenke (q_1, q_2, q_3, q_4) abhängig.

B. Die Singulärwertzerlegung

Die Singulärwertzerlegung wird für die Charakterisierung des singulären Verhaltens der JACOBI-Matrix von parallelkinematischen Mechanismen ähnlich wie die Determinante eingesetzt. Vorteile der Singulärwertzerlegung sind die numerische Stabilität der Berechnung und die Existenz von Singulärwertzerlegungen auch für nichtquadratische Matrizen.

Die Singulärwerte der reellen Matrix \mathbf{A} vom Typ $m \times n$ und Rang r sind die positiven Wurzeln aus den r Eigenwerten von $\mathbf{A}^T \mathbf{A}$ [111]. Die Singulärwertzerlegung von \mathbf{A} ist durch

$$\mathbf{A} = \mathbf{U} \mathbf{\Sigma} \mathbf{V}^T \quad (\text{B.1})$$

definiert. Hierbei ist \mathbf{U} eine $m \times n$ -Matrix und besitzt n orthonormale Spalten (die Eigenvektoren von $\mathbf{A} \mathbf{A}^T$). Diese werden, wahrscheinlich aufgrund ihrer Zugehörigkeit zu der von links multiplizierten Matrix \mathbf{U} als Linkssingulärvektoren bezeichnet. \mathbf{V}^T ist eine $n \times n$ -Matrix und besitzt n orthonormale Zeilen (die Eigenvektoren von $\mathbf{A}^T \mathbf{A}$, die sogenannten Rechtssingulärvektoren). $\mathbf{\Sigma}$ ist eine $n \times n$ -Diagonalmatrix deren Diagonalelemente die Singulärwerte $\sigma_1 \dots \sigma_n$ von \mathbf{A} heißen.

Orthonormale Matritzen (hier: \mathbf{U} , \mathbf{V}) bezeichnen Drehungen und Spiegelungen im Raum. Sie verändern keine Längen und Winkel. Eine Singulärwertzerlegung spaltet eine lineare Abbildung daher so auf, dass sich alle Skalierungen (bzw. Übersetzungsverhältnisse bei parallelkinematischen Mechanismen) in den Singulärwerten ausdrücken.

MOLER verdeutlicht die Singulärwertzerlegung anhand der MATLAB[®] Funktion „eigshow()“, die zu einer 2×2 -Matrix \mathbf{A} ein Diagramm zeichnet, dass die lineare Abbildung des Einheitskreises mit \mathbf{A} zeigt [150]. Als Beispiel wird hier

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} 1,5 & 1,5 \\ 0,5 & 1 \end{pmatrix}$$

gewählt. Die Singulärwerte von \mathbf{A} (SVD = Singular Value Decomposition) sind

$$SVD(\mathbf{A}) = \begin{pmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0,32 \\ 2,38 \end{pmatrix}$$

Abbildung B.1 zeigt die Transformation des Einheitskreises durch Multiplikation aller Vektoren, die auf die Umfangslinie zeigen mit \mathbf{A} . Die Vektoren \mathbf{v}_1 und \mathbf{v}_2 des Einheitskreises haben die Länge 1 und werden durch Matrixmultiplikation mit \mathbf{A} auf die Haupt- und die Nebenachse der Ellipse abgebildet. Die Längen der großen und der kleinen Halbachsen sind gleich σ_1 und σ_2 . Der Einheitskreis wird also mit der Höhe der Singulärwerte zu einer Ellipse verformt. Falls ein Singulärwert gegen Null geht, wird aus der Ellipse eine Linie.

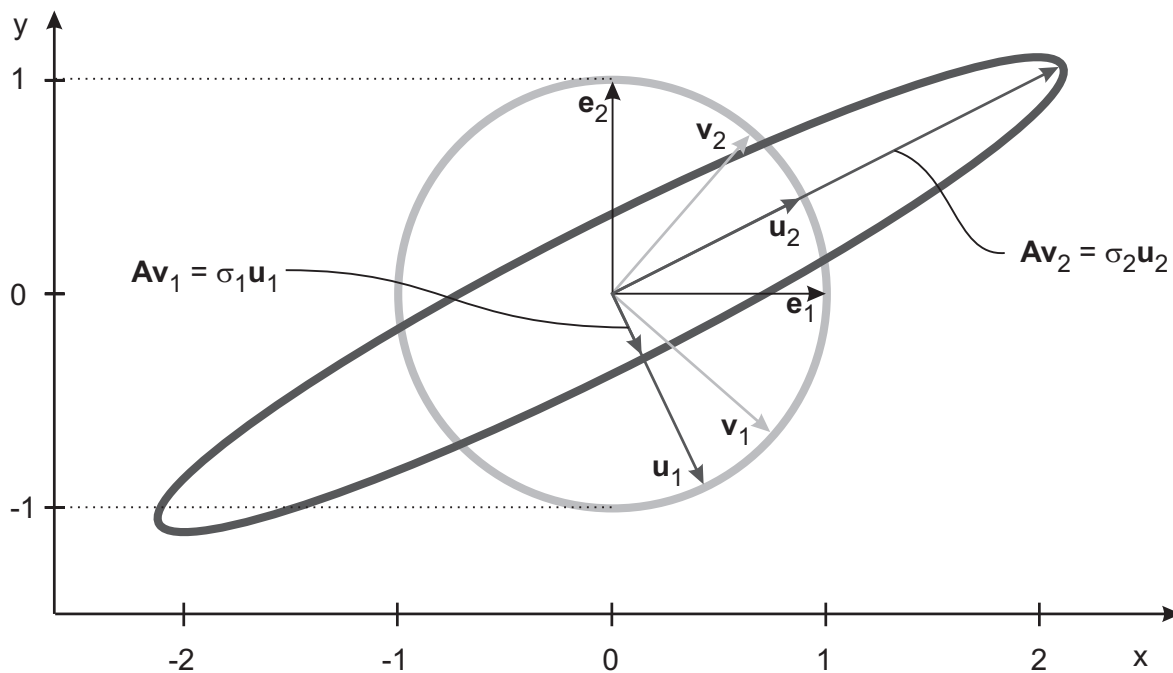


Abbildung B.1.: Abbildung des Einheitskreises durch eine Matrixmultiplikation. Der Einheitskreis wird durch die Multiplikation mit der Matrix \mathbf{A} in eine Ellipse abgebildet. Die orthonormalen Vektoren \mathbf{v}_1 und \mathbf{v}_2 werden in die orthogonalen Vektoren $\mathbf{A} \cdot \mathbf{v}_1$ und $\mathbf{A} \cdot \mathbf{v}_2$ abgebildet. Diese haben die Längen der Singulärvektoren.

Sowohl $(\mathbf{v}_1, \mathbf{v}_2)$ als auch $(\mathbf{u}_1, \mathbf{u}_2)$ bilden eine Basis des \mathbb{R}^2 und ergeben sich aus der kartesischen Basis $(\mathbf{e}_x, \mathbf{e}_y)$ durch Drehungen und Spiegelungen. Ihre Bedeutung bezüglich der Zerlegung in Gleichung (B.1) ist die der Rechtssingulärvektoren $(\mathbf{v}_1, \mathbf{v}_2, \text{Spalten von } \mathbf{V})$ und der Linkssingulärvektoren $(\mathbf{u}_1, \mathbf{u}_2, \text{Spalten von } \mathbf{U})$.

Anmerkung: Eine Singulärwertzerlegung existiert im Gegensatz zu der Determinante auch für nichtquadratische Matrizen. Singularitäten von Systemen, bei denen die Anzahl der Ein- und Ausgangsgrößen unterschiedlich sind, lassen sich mittels der Determinante nicht finden, was mit der Singulärwertzerlegung jedoch möglich ist.

Bedeutung der Singulärwertzerlegung für parallelkinematische Mechanismen

Die JACOBI-Matrix \mathbf{J} beschreibt die Übertragung von Geschwindigkeiten und Kräften. Die Singulärwerte von \mathbf{J} haben für einen Mechanismus mit mehreren Freiheitsgraden die gleiche Bedeutung wie das Übersetzungsverhältnis für ein Getriebe mit einem Freiheitsgrad.

Wenn der Mechanismus r Freiheitsgrade besitzt und sich in einer regulären Konfiguration befindet, dann besitzt \mathbf{J} genau r von Null verschiedene Singulärwerte. Kommt der Mechanismus in eine Stellung, in der \mathbf{J} singulär wird, dann geht ein Singulärwert gegen Null. Dies ist gleichbedeutend mit dem Verlust eines Freiheitsgrades für das Kraft- bzw. Wegübertragungsverhalten. Der Mechanismus befindet sich dann in einer singulären Stellung. Das lineare Gleichungssystem

$$d\mathbf{x} = \mathbf{J} \cdot d\mathbf{q}$$

bzw.

$$\mathbf{f}_q = \mathbf{J}^T \cdot \mathbf{f}_x$$

hat unendlich viele Lösungen und der Mechanismus versagt. Gleiches gilt für die Betrachtung von \mathbf{J}^{-1} . Es reicht jedoch aus, die Singulärwerte von \mathbf{J} zu betrachten, da in ihnen das vollständige Übertragungsverhalten der Kräfte enthalten ist. Falls \mathbf{J} die Singulärwerte

$$SVD(\mathbf{J}) = (\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_r)$$

besitzt, dann sind die Singulärwerte der Inversen (oder Pseudoinversen) \mathbf{J}^{-1} gerade

$$SVD(\mathbf{J}^{-1}) = \left(\frac{1}{\sigma_1}, \frac{1}{\sigma_2}, \dots, \frac{1}{\sigma_r}\right)$$

Strebt also ein Singulärwert von \mathbf{J} gegen unendlich, dann ist dies auch ein Zeichen für eine Singulärität. In der Praxis ist die Grenze für die Höhe der Singulärwerte entsprechend der Anwendung festzulegen. Ein Übertragungsverhältnis für Kräfte und Wege von $\sigma < 1/2$ bzw. $\sigma > 2$ kann für präzise Anwendungen bereits problematisch sein. In der vorliegenden Anwendung liegen die Singulärwerte von \mathbf{J} für einen hinreichend großen Arbeitsraum in einem Bereich von $1/3 < \sigma < 7,2$

In der Literatur zu parallelkinematischen Mechanismen (z.B. [59]) wird oft die Konditionszahl κ als Verhältnis des größten (σ_{max}) und des kleinsten (σ_{min}) Singulärwertes von \mathbf{J} definiert:

$$\kappa = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}} \quad (\text{B.2})$$

Der Kehrwert $1/\kappa$ liegt immer zwischen 0 und 1 und wird als Maß für die Isotropie des Über-

tragungsverhaltens herangezogen. $1/\kappa = 1$ ist eine vollständig isotrope Übersetzung, die von parallelkinematischen Mechanismen nur in wenigen Punkten des Arbeitsraums erreicht werden kann. Für die Höhe des Übertragungsverhältnisses von Kräften und Geschwindigkeiten ist jedoch auch der absolute Wert von σ_{max} und σ_{min} entscheidend. In der vorliegenden Arbeit werden daher die Berechnungsergebnisse für die einzelnen Singulärwerte dargestellt, und auf eine Berechnung von κ wird verzichtet.

C. Berechnete Singulärwerte

C.1. Singulärwerte der Jacobimatrix \mathbf{J}

Die in Kapitel 5.2.1 durchgeführte Starrkörper-Simulation des Ein-/Ausgangsverhaltens von dem vorgestellten Mechanismus liefert eine 3×4 JACOBI-Matrix \mathbf{J} . Diese entsteht durch die Belastung am TCP mit 3 Kräften in kartesischen Basiskoordinaten und die Ermittlung von 4 Kräften in Richtung der Linearantriebe. \mathbf{J} ist über dem gesamten Arbeitsraum regulär und liefert daher 3 von Null verschiedene Singulärwerte, die in den Abbildungen C.1 bis C.3 dargestellt sind.

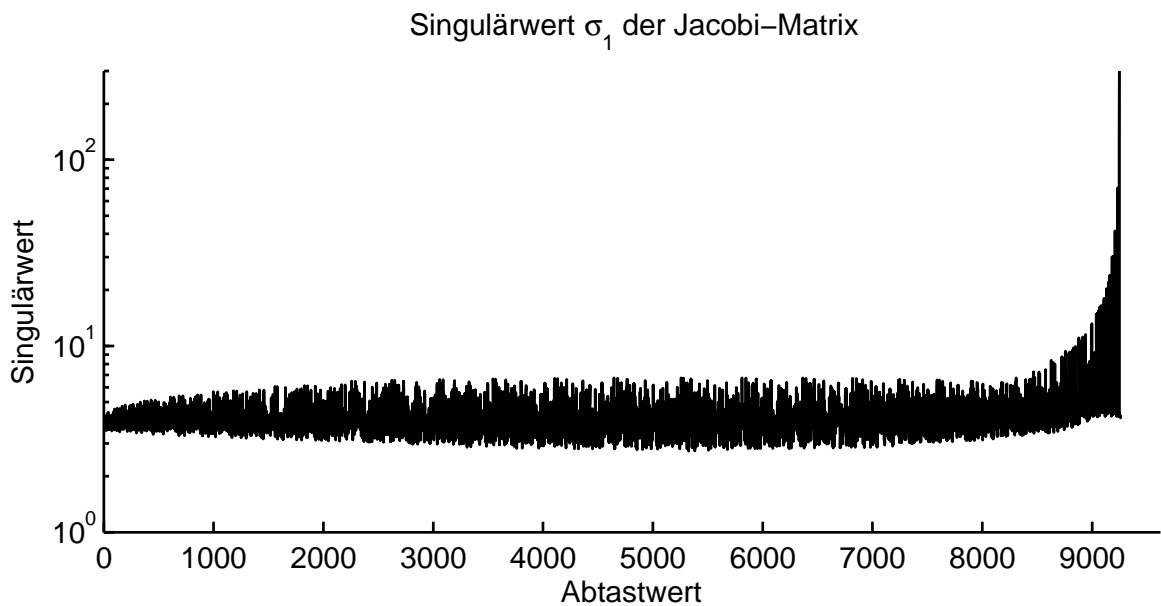


Abbildung C.1.: Singulärwert σ_1 der JACOBI-Matrix des vorgestellten Mechanismus. Das Diagramm zeigt die Entwicklung des Singulärwerts über dem gesamten Arbeitsraum nach Kapitel 5.1.

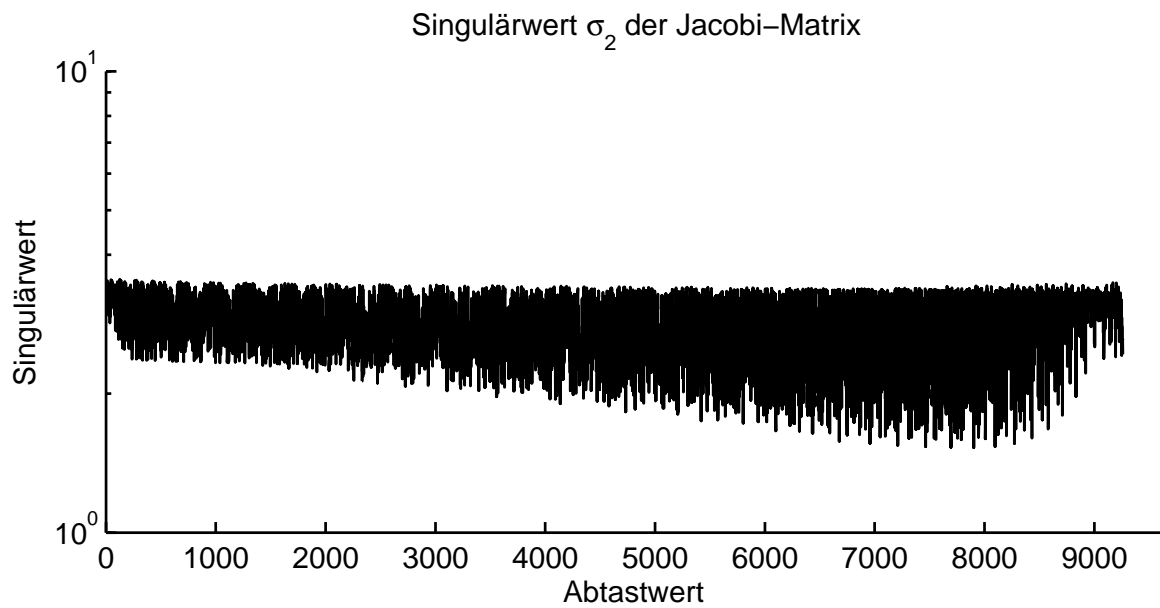


Abbildung C.2.: Singulärwert σ_2 der JACOBI-Matrix des vorgestellten Mechanismus. Das Diagramm zeigt die Entwicklung des Singulärwerts über dem gesamten Arbeitsraum nach Kapitel 5.1.

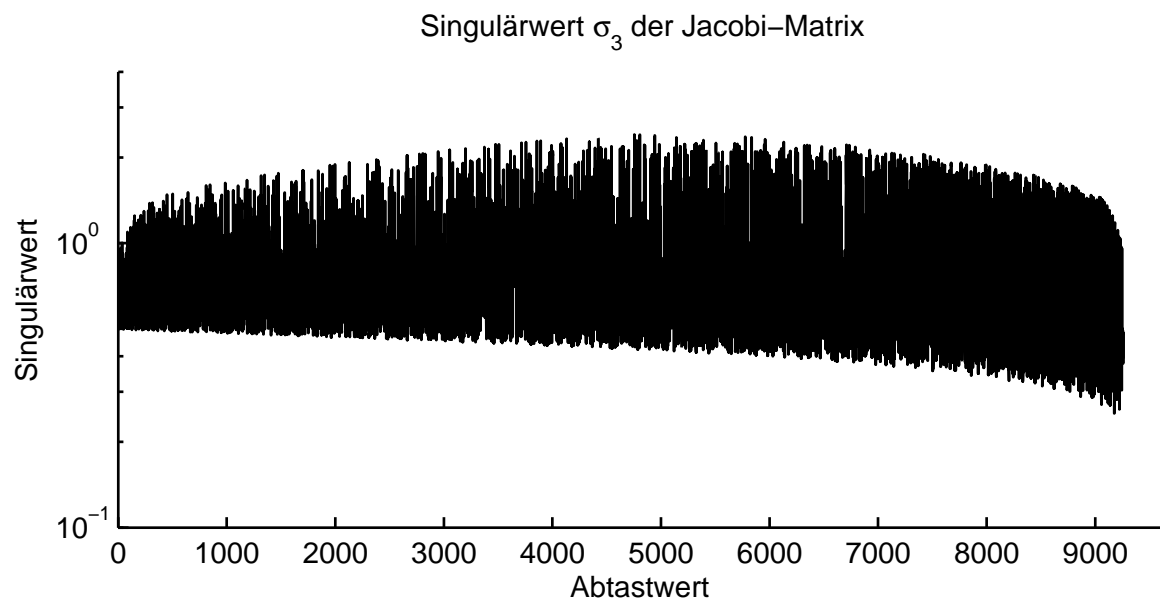


Abbildung C.3.: Singulärwert σ_3 der JACOBI-Matrix des vorgestellten Mechanismus. Das Diagramm zeigt die Entwicklung des Singulärwerts über dem gesamten Arbeitsraum nach Kapitel 5.1.

C.2. Singulärwerte der Jacobimatrix $\mathbf{J}_{\text{innen}}$

Die in Kapitel 5.2.2 für den vorgestellten Mechanismus durchgeführten Starrkörper-Simulationen betrachten die Übertragung von extern anliegenden Kräften auf Kräfte und Momente innerhalb der Gelenke. Sie liefern für jede Gelenkbelastungsrichtung (sechs Belastungen, F_x , F_y , F_z , M_x , M_y , M_z) eine 3×15 JACOBI-Matrix $\mathbf{J}_{\text{innen}}$. Diese entsteht durch die Belastung am TCP mit 3 Kräften in kartesischen Basiskoordinaten und die Ermittlung von je einer Gelenkbelastung in den 15 Drehgelenken des Mechanismus. Die JACOBI-Matrizen sind über dem gesamten Arbeitsraum regulär und liefern daher 3 von Null verschiedene Singulärwerte. Um wesentliche Kenngrößen wie z.B. die Auswirkung von Gelenkspiel auf den TCP zu beschreiben, sind jeweils die maximalen Singulärwerte von Interesse, die in den Abbildungen C.4 bis C.9 dargestellt sind.

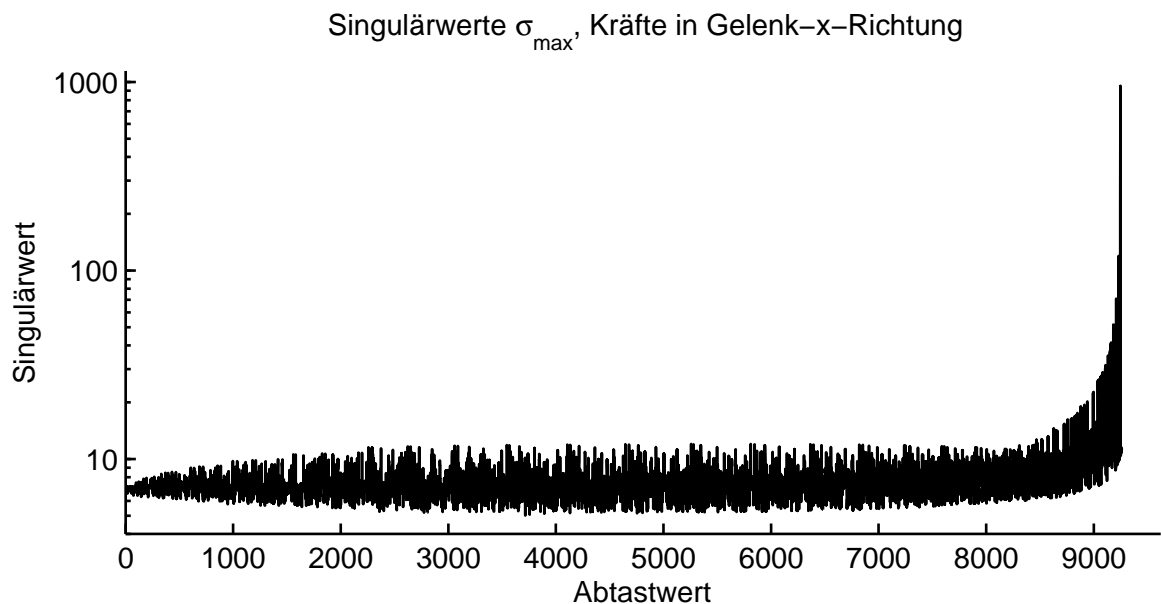


Abbildung C.4.: Singulärwert σ_{\max} für Kraftbelastung der Gelenke in x-Richtung über dem Arbeitsraum. Eine Belastung am TCP übersetzt sich mit der Höhe des Singulärwertes in Kräfte auf die z-Gelenkachsen im Inneren des Mechanismus

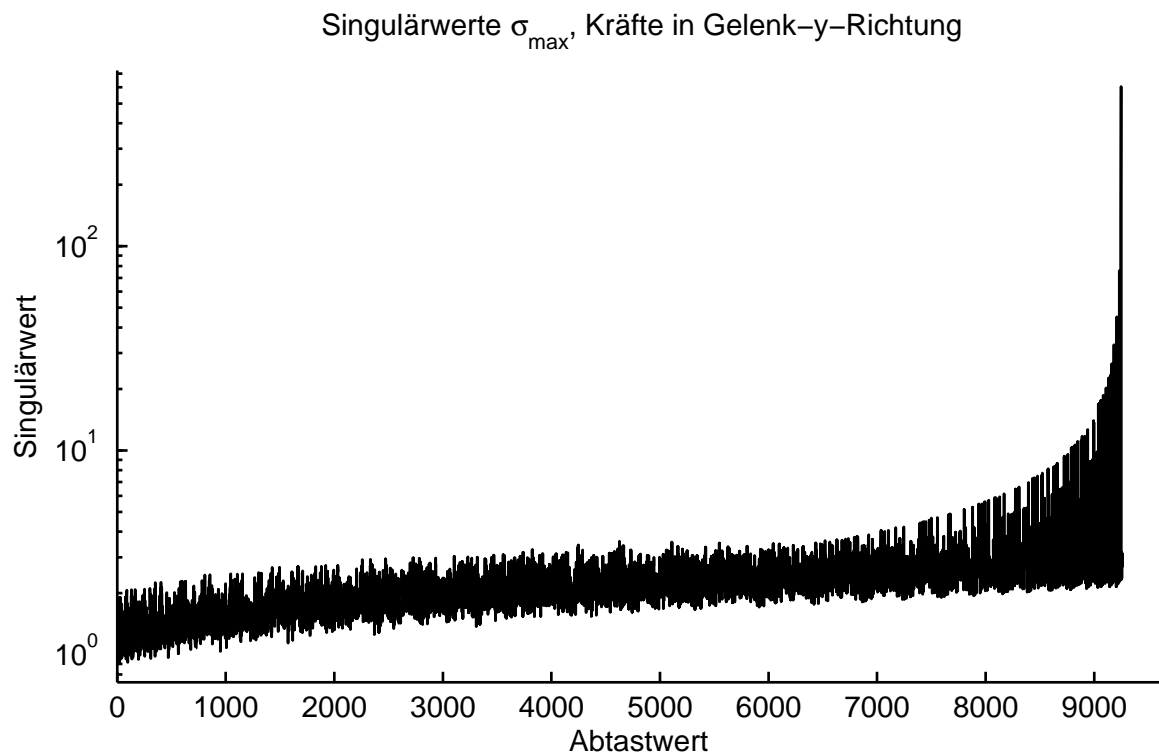


Abbildung C.5.: Singulärwert σ_{\max} für Kraftbelastung der Gelenke in y-Richtung über dem Arbeitsraum. Eine Belastung am TCP übersetzt sich mit der Höhe des Singulärwertes in Kräfte auf die z-Gelenkachsen im Inneren des Mechanismus

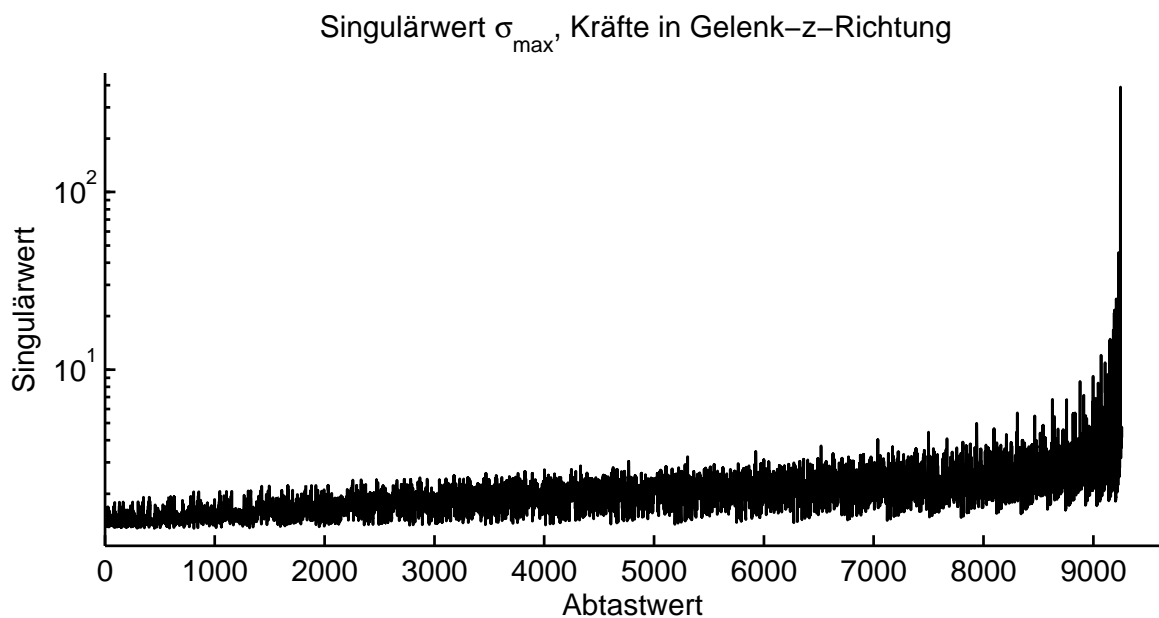


Abbildung C.6.: Singulärwert σ_{\max} für Kraftbelastung der Gelenke in z-Richtung über dem Arbeitsraum. Eine Belastung am TCP übersetzt sich mit der Höhe des Singulärwertes in Kräfte auf die z-Gelenkachsen im Inneren des Mechanismus

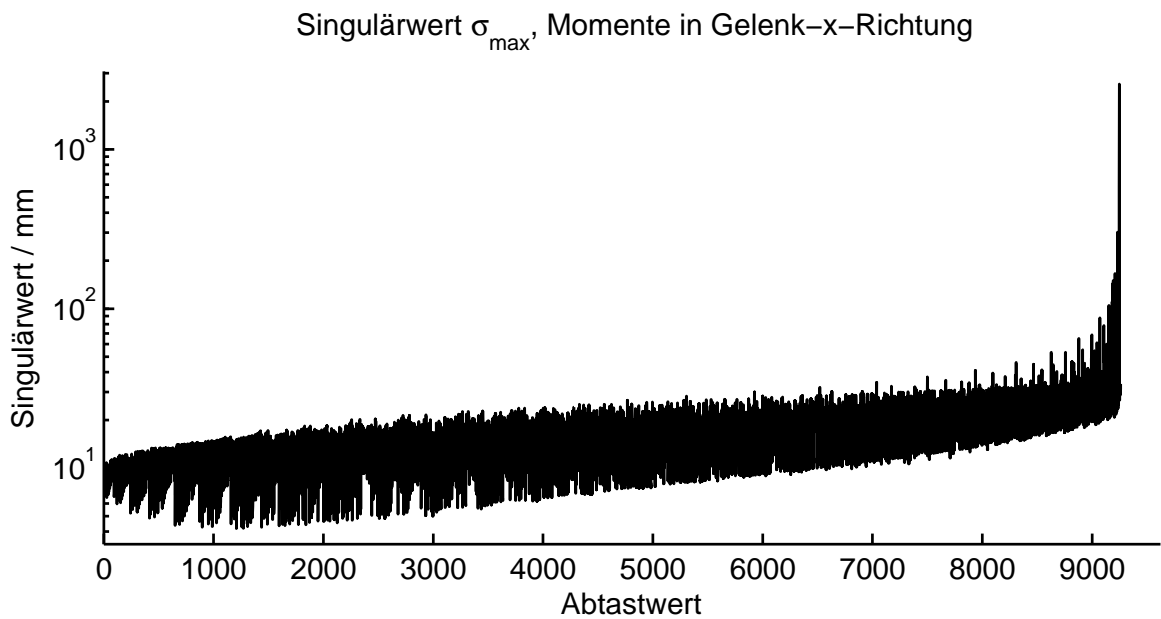


Abbildung C.7.: Singulärwert σ_{\max} für Momentbelastung der Gelenke in x-Richtung über dem Arbeitsraum. Eine Belastung am TCP übersetzt sich mit der Höhe des Singulärwertes in Momente auf die x-Gelenkachsen im Inneren des Mechanismus. Die Einheit der Singulärwerte ist hier mm, da die Singulärwerte die Übertragung von Kräften am TCP in 1 N in eine Belastung einer Gelenkachse in 1 mNm beschreiben.

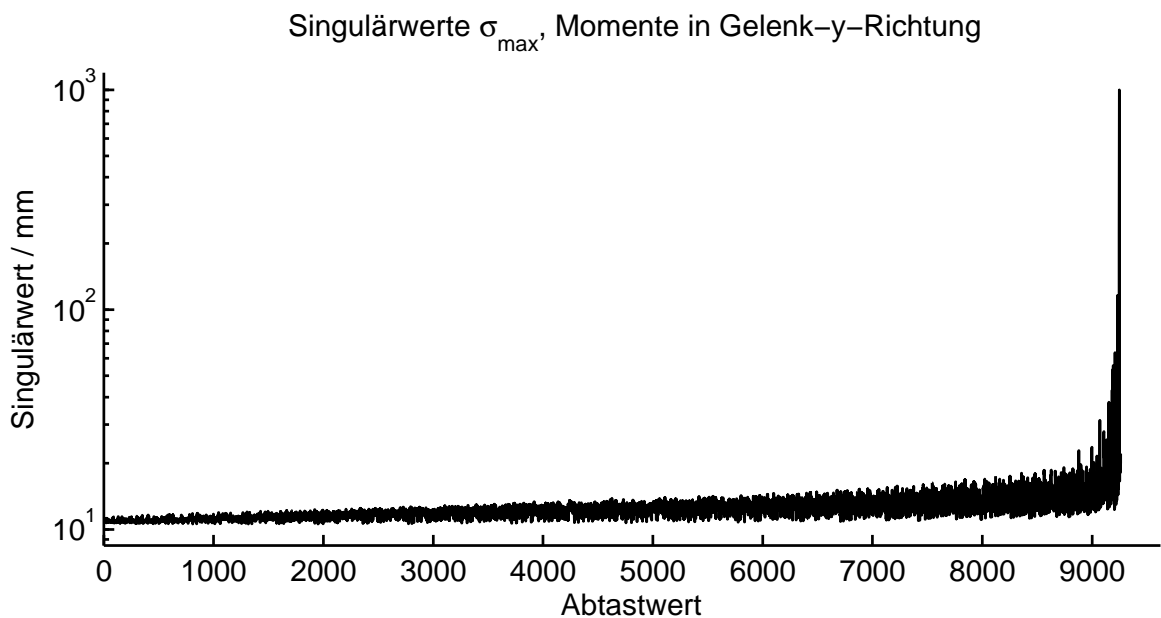


Abbildung C.8.: Singulärwert σ_{\max} für Momentbelastung der Gelenke in x-Richtung über dem Arbeitsraum. Eine Belastung am TCP übersetzt sich mit der Höhe des Singulärwertes in Momente auf die y-Gelenkachsen im Inneren des Mechanismus. Die Einheit der Singulärwerte ist hier mm, da die Singulärwerte die Übertragung von Kräften am TCP in 1 N in eine Belastung einer Gelenkachse in 1 mNm beschreiben.

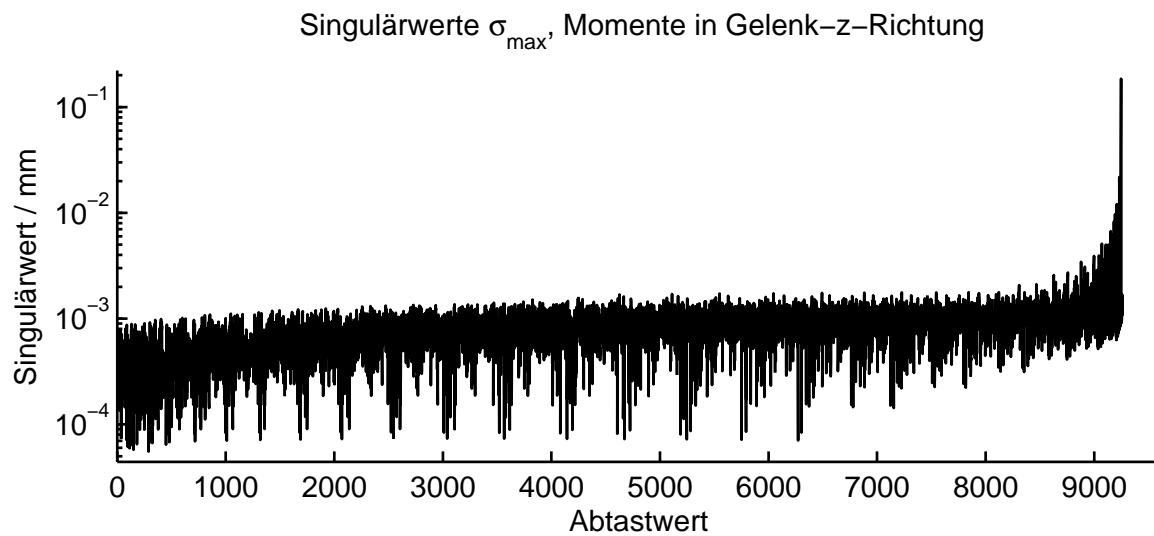


Abbildung C.9.: Singulärwert σ_{\max} für Momentbelastung der Gelenke in x-Richtung über dem Arbeitsraum. Eine Belastung am TCP übersetzt sich mit der Höhe des Singulärwertes in Momente auf die z-Gelenkachsen im Inneren des Mechanismus. Das Diagramm bestätigt im Rahmen der numerischen Ungenauigkeit die Aussage, dass die Momente um die z-Achsen verschwinden, da es sich hierbei um die Gelenkachsen handelt. Die Einheit der Singulärwerte ist hier mm, da die Singulärwerte die Übertragung von Kräften am TCP in 1 N in eine Belastung einer Gelenkachse in 1 mNm beschreiben.

Literaturverzeichnis

- [1] W. Pschyrembel. *Pschyrembel - Klinisches Wörterbuch*. 259., neu bearb. Aufl. Berlin [u.a.]: W. de Gruyter, 2002, S. XXIII, 1842. ISBN: 3-11-016522-8.
- [2] J.P. Ritz, M. Stufler und H.J. Buhr. „Minimal-invasive Chirurgie und Ökonomie - Rechnet sich die minimal-invasive Chirurgie aus betriebswirtschaftlicher Sicht?“ In: *Der Chirurg* 78.6 (Apr. 2007), S. 501–510.
- [3] Karl Kremer und Alice Emmermann. *Minimal-invasive Chirurgie - Video-laparoskopische und video-thorakoskopische Chirurgie*. Stuttgart [u.a.]: Thieme, 1995, S. XI, 403. ISBN: 3-13-126901-4.
- [4] M. Erler. „Druck- und Gasförderverhalten von Über- und Niederdruckinsufflatoren für die laparoskopische Chirurgie“. Diss. München: Ludwig-Maximilians-Universität zu München, 2002.
- [5] W.Y. Lau, C.K. Leow und A.K.C. Li. „History of Endoscopic and Laparoscopic Surgery“. In: *World Journal of Surgery* 21.4 (Apr. 1997), S. 444–453.
- [6] D. Canes, M.M. Desai, M. Aron, G.P. Haber, R.K. Goel, R.J. Stein, J.H. Kaouk und I.S. Gill. „Transumbilical single-port surgery: evolution and current status“. In: *European urology* 54.5 (2008), S. 1020–1030.
- [7] F. Lederer, F. Fürst, M. Huber und J. Rudischhauser. „Rod lens for fitting into endoscopes“. Pat. EP1839563A1. 2007.
- [8] T.A. Ponsky. „Single Port Laparoscopic Cholecystectomy in Adults and Children: Tools and Techniques“. In: *Journal of the American College of Surgeons* 209.5 (2009), e1 –e6.
- [9] D. Mittnacht. „Endoilluminationssysteme“. In: *Der Ophthalmologe* 105.10 (2008), S. 911–915.
- [10] K. Spinnler, C. Arnold, A. Kuleschow, S. Rupp und T. Wittenberg. „Lighting device for a picture capturing device at the distal end of an edoscope“. Pat. EP1961371A2. 2008.
- [11] TG John, JD Greig, JL Crosbie, WF Miles und OJ Garden. „Superior staging of liver tumors with laparoscopy and laparoscopic ultrasound.“ In: *Annals of surgery* 220.6 (1994), S. 711.
- [12] T. Carus. *Atlas der laparoskopischen Chirurgie: Operationsablauf-Varianten-Komplikationen*. Springer, 2006.
- [13] MA Van Veelen, DW Meijer, I. Uijtewaald, RHM Goossens, CJ Snijders und G. Kazemier. „Improvement of the laparoscopic needle holder based on new ergonomic guidelines“. In: *Surgical endoscopy* 17.5 (2003), S. 699–703.

- [14] C.A. Slanetz Jr. „Self-oriented laparoscopic needle holder for curved needles“. Pat. US Patent 5,257,999. Nov. 1993.
- [15] A. Cuschieri. „Neue Technologien in der laparoskopischen Chirurgie“. In: *Der Chirurg* 72.3 (2001), S. 252–260.
- [16] K.W. Smith, C.R. Slater und T.O. Bales Jr. „Single acting disposable laparoscopic scissors“. Pat. US Patent 5,171,256. Dez. 1992.
- [17] Christina Beiring. „Hydro-Jet assistierte laparoskopische Cholecystektomie“. Diss. Klinik für Chirurgie der Universität zu Lübeck, 2004.
- [18] S. Schmidbauer, K.K. Hallfeldt, G. Sitzmann, T. Kantelhardt und A. Trupka. „Experience with ultrasound scissors and blades (UltraCision) in open and laparoscopic liver resection“. In: *Annals of surgery* 235.1 (2002), S. 27–30.
- [19] W.C. Cimino. „Ultrasonoic Device and Method for Tissue Coagulation“. Pat. US 7,361,127 B2. 2008.
- [20] HG Rau, G. Meyer, TU Cohnert, HM Schardey, K. Jauch und FW Schildberg. „Laparoscopic liver resection with the water-jet dissector“. In: *Surgical endoscopy* 9.9 (1995), S. 1009–1012.
- [21] S. Kyzer und P.H. Gordon. „Experience with the use of the circular stapler in rectal surgery“. In: *Diseases of the Colon & Rectum* 35.7 (1992), S. 696–706.
- [22] H. Troidl, A. Al-Jaziri, H. Heidmuller und H. Kaufmann. „Clip applicator for ligature clips“. Pat. US Patent 5,156,608. Okt. 1992.
- [23] T. Lutze und M. Dworschak. „Surgical ligature clip“. Pat. US2008/0312670A1. 2007.
- [24] J.R. Korndorffer, J.B. Dunne, R. Sierra, D. Stefanidis, C.L. Touchard und D.J. Scott. „Simulator training for laparoscopic suturing using performance goals translates to the operating room“. In: *Journal of the American College of Surgeons* 201.1 (2005), S. 23–29.
- [25] R. Kramme. *Medizintechnik: Verfahren - Systeme - Informationsverarbeitung*. Springer, 2006.
- [26] D. Lonic. „Untersuchung zur Anwendbarkeit der Argon-Plasma-Koagulation (APC) in einem Modellversuch für neurochirurgische Operationen“. Diss. Fachbereich Humanmedizin, Philipps-Universität Marburg, 2004.
- [27] B. Mundweil. „In-vitro-Untersuchungen zu Koagulations- und Ablationseigenschaften minimal invasiver Behandlungsverfahren für die Anwendung in der HNO-Heilkunde“. Diss. Medizinische Fakultät, Ludwig-Maximilians-Universität zu München, 2005.
- [28] D. Theisen-Kunde, V. Danicke, M. Wendt und R. Brinkmann. „Temperature dependence of water absorption for wavelengths at 1920 nm and 1940 nm“. In: *Proceedings of the 4th European Conference of the International Federation for Medical and Biological Engineering*. Springer, 2008.

-
- [29] JK Seifert, A. Heintz und T. Junginger. „Kryotherapie primärer und sekundärer Lebertumoren Cryotherapy for Primary and Secondary Liver Tumours“. In: *Zentralbl Chir* 127 (2002), S. 275–281.
- [30] T. Frede, A. Hammady, J. Klein, D. Teber, N. Inaki, M. Waseda, G. Buess und J. Rassweiler. „The Radius Surgical System—A New Device for Complex Minimally Invasive Procedures in Urology?“. In: *European urology* 51.4 (2007), S. 1015–1022.
- [31] Etsuko Kobayashi, Ken Masamune, Ichiro Sakuma, Takeyoshi Dohi und Daijo Hashimoto. „A New Safe Laparoscopic Manipulator System with a Five-Bar Linkage Mechanism and an Optical Zoom“. In: *Computer Aided Surgery* 4 (Aug. 1999), S. 182–192.
- [32] Y.L. Fu, B. Pan, K. Li und S. Wang. „Laparoscopic Robot Design and Kinematic Validation“. In: *IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics, 2006. ROBIO'06*. 2006, S. 1426–1431.
- [33] Ryoichi Nakamura, Takeshi Oura, Etsuko Kobayashi, Ichiro Sakuma, Takeyoshi Dohi, Naoki Yahagi, Takayuki Tsuji, Mitsuo Shimada und Makoto Hashizume. „Multi-DOF Forceps Manipulator System for Laparoscopic Surgery - Mechanism Miniaturized Evaluation of New Interface -“. In: *MICCAI '01: Proceedings of the 4th International Conference on Medical Image Computing and Computer-Assisted Intervention*. London, UK: Springer-Verlag, 2001, S. 606–613. ISBN: 3-540-42697-3.
- [34] M. Zoppi, W. Sieklicki und R. Molino. „Design of a Microrobotic Wrist for Needle Laparoscopic Surgery“. In: *Journal of Mechanical Design* 130 (2008).
- [35] H. Yamashita, K. Matsumiya, K. Masamune, H. Liao, T. Chiba und T. Dohi. „Miniature bending manipulator for fetoscopic intrauterine laser therapy to treat twin-to-twin transfusion syndrome“. In: *Surgical Endoscopy* 22.2 (2008), S. 430–435.
- [36] N. Simaan, R. Taylor und P. Flint. „High dexterity snake-like robotic slaves for minimally invasive telesurgery of the upper airway“. In: *Lecture Notes in Computer Science* (2004), S. 17–24.
- [37] F. Van Meer, A. Giraud, D. Esteve und X. Dollat. „A disposable plastic compact wrist for smart minimally invasive surgical tools“. In: *2005 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*. 2005, S. 919–924.
- [38] U. Hagn, T. Ortmaier, R. Konietschke, B. Kubler, U. Seibold, A. Tobergte, M. Nickl, S. Jörg und G. Hirzinger. „Telemanipulator for remote minimally invasive surgery“. In: *Robotics & Automation Magazine, IEEE* 15.4 (2008), S. 28–38.
- [39] U. Hagn, R. Konietschke, A. Tobergte, M. Nickl, S. Jörg, B. Kübler, G. Passig, M. Gröger, F. Fröhlich, U. Seibold u. a. „DLR MiroSurge: a versatile system for research in endoscopic telesurgery“. In: *International Journal of Computer Assisted Radiology and Surgery* (2009), S. 1–11.
- [40] M. C. Cavosoglu, F. Tendick, M. B. Cohn und S. S. Shankar. „A Laparoscopic Telesurgical Workstation“. In: *IEEE Transactions on Robotics and Automation*. Bd. vol. 15, Nr. 4. 1999, S. 728–739.

- [41] M.C. Cavusoglu, W. Williams, F. Tendick und S.S. Sastry. „Robotics for telesurgery: Second generation Berkeley/UCSF laparoscopic telesurgical workstation and looking towards the future applications“. In: *Industrial Robot* 30.1 (2003), S. 22–9.
- [42] D. B. Camarillo, T. M. Krummel und J. K. Salisbury. „Robotic technology in surgery: Past, present, and future“. In: *The American Journal of Surgery* 7 suppl.1.188 (Okt. 2004), S. 2–15.
- [43] G.S. Guthart und J.K. Salisbury. „The Intuitive TM telesurgery system: Overview and application“. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation*. Bd. 1. San Francisco, CA. USA. 2000, S. 618–621.
- [44] E. J. Hanley und M. A. Talamini. „Robotic abdominal surgery“. In: *The American Journal of Surgery* 188 (2004), S. 19–26.
- [45] M. Mitsuishi. „Medical Robot and Master Slave System for Minimally Invasive Surgery“. In: *IEEE/ICME International Conference on Complex Medical Engineering, 2007. CME 2007*. 2007, S. 8–13.
- [46] AP Kencana, SJ Phee, SC Low, ZL Sun, VA Huynh, KY Ho und SC Chung. „Master and Slave Robotic System For Natural Orifice Transluminal Endoscopic Surgery“. In: *2008 IEEE Conference on Robotics, Automation and Mechatronics*. 2008, S. 296–300.
- [47] A. Daisaku, L. Jameson und A. Keisuke N. andi Fumihito. „Fabrication and Feedback Control of an Articulated Microarm“. In: *2009 IEEE International Conference on Robotics and Automation*. 2009.
- [48] A.C. Lehman, J. Dumpert, N.A. Wood, L. Redden, A.Q. Visty, S. Farritor, B. Varnell und D. Oleynikov. „Natural orifice cholecystectomy using a miniature robot“. In: *Surgical Endoscopy* 23.2 (2009), S. 260–266.
- [49] G.O. Spaun, B. Zheng und L.L. Swanström. „A multitasking platform for natural orifice transluminal endoscopic surgery (NOTES): a benchtop comparison of a new device for flexible endoscopic surgery and a standard dual-channel endoscope“. In: *Surgical Endoscopy* (2009), S. 1–8.
- [50] Daniel J. Abbott, Chris Becke, Richard I. Rothstein und William J. Peine. „Design of an endoluminal NOTES robotic system“. In: *Intelligent Robots and Systems, 2007. IROS 2007. IEEE/RSJ International Conference on*. San Diego, CA ISBN: 978-1-4244-0912-9, 2007, S. 410–416.
- [51] N. Suzuki, K. Sumiyama, A. Hattori, K. Ikeda, EA Murakami, S. Suzuki, M. Hayashibe, Y. Otake und H. Tajiri. „Development of an endoscopic robotic system with two hands for various gastric tube surgeries.“ In: *Studies in health technology and informatics* 94 (2003), S. 349.
- [52] S. Can, A. Fiolka, H. Mayer, A. Knoll, A. Schneider, D. Wilhelm, A. Meining und H. Feussner. „The mechatronic support system HVSPS and the way to NOTES“. In: *Minimally Invasive Therapy and Allied Technologies* 17.6 (2008), S. 341–345.

-
- [53] K. Xu, R. E. Goldman, J. Ding, P. K. Allen, D. L. Fowler und N. Simaan. „System Design of an Insertable Robotic Effector Platform for Single Port Access (SPA) Surgery“. In: *The 2009 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*. 2009.
- [54] P.P. Pott, H. Scharf und M.L.R. Schwarz. „Today’s state of the art in surgical robotics“. In: *Computer Aided Surgery* 10.2 (2005), S. 101–132.
- [55] M. Alric, F. Chapelle, J.-J. Lemaire und G. Gogu. „Potential applications of medical and non-medical robots for neurosurgical applications“. In: *Minimally Invasive Therapy* 18:4 (2009), S. 193–216.
- [56] I. Bonev. *The True Origins of Parallel Robots*. Apr. 2010. URL: <http://www.parallemic.org/Reviews/Review007p.html>.
- [57] R. Neugebauer. *Parallelkinematische Maschinen: Entwurf, Konstruktion, Anwendung - Entwurf, Konstruktion, Anwendung*. Online-Ausg. VDI-Buch. Berlin [u.a.]: Springer, 2006, S. XIV, 262. ISBN: 3-540-20991-3. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/3-540-29939-4>.
- [58] K.L. Cappel. „MOTION SIMULATOR“. Pat. US 3,295,224. 1967.
- [59] Friedrich Bleicher. *Parallelkinematische Werkzeugmaschinen*. Graz: Neuer Wissenschaftlicher Verlag, 2003. ISBN: 3-7083-0118-8.
- [60] Uwe Jungnickel. „Miniaturisierte Positioniersysteme mit mehreren Freiheitsgraden auf der Basis monolithischer Strukturen“. Diss. Darmstadt, 2004.
- [61] J. P. Merlet. *Parallel Robots*. 2. ed. Bd. 128. Solid mechanics and its applications. Dordrecht: Springer, 2006, S. XIX, 394. ISBN: 1-4020-4132-2.
- [62] Y. Li und Q. Xu. „A novel design and analysis of a 2-DOF compliant parallel micromanipulator for nanomanipulation“. In: *IEEE transactions on automation science and engineering* 3.3 (2006), S. 247–254.
- [63] Yuan Yun und Yangmin Li. „Comparison of Two Kinds of Large Displacement Precision Parallel Mechanisms for Micro/nano Positioning Applications“. In: *2008 IEEE Conference on Robotics, Automation and Mechatronics*. 2008.
- [64] B.J. Yi, G.B. Chung, H.Y. Na, W.K. Kim und I.H. Suh. „Design and experiment of a 3-DOF parallel micromechanism utilizing flexure hinges“. In: *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 19.4 (2003), S. 604–612.
- [65] Y. Li und Q. Xu. „Design of a new decoupled XY flexure parallel kinematic manipulator with actuator isolation“. In: *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 2008. IROS 2008*. 2008, S. 470–475.
- [66] T. Arai, JM Herve und T. Tanikawa. „Development of 3 DOF micro finger“. In: *Intelligent Robots and Systems’ 96, IROS 96, Proceedings of the 1996 IEEE/RSJ International Conference on*. Bd. 2. 1996.
- [67] H.H. Pham, I. Chen und H.C. Yeh. „Micro-motion selective-actuation XYZ flexure parallel mechanism: design and modeling“. In: *Journal of Micromechatronics* 3.1 (2005), S. 51–73.

- [68] Y. Li und Q. Xu. „Novel Design of a 3-PUU Spatial Compliant Parallel Micromanipulator for Nanomanipulation“. In: *2005 IEEE International Conference Mechatronics and Automation*. Bd. 3. 2005.
- [69] S.C. Chen und M.L. Culpepper. „Design of a six-axis micro-scale nanopositioner— μ HexFlex“. In: *Precision engineering* 30.3 (2006), S. 314–324.
- [70] S. Kota, J. Joo, Z. Li, S.M. Rodgers und J. Sniegowski. „Design of compliant mechanisms: applications to MEMS“. In: *Analog Integrated Circuits and Signal Processing* 29.1 (2001), S. 7–15.
- [71] J.-P. Merlet. *Instrument MIPS (Micro parallel robot)*. <http://www-sop.inria.fr/members/Jean-Pierre.Merlet/>, Dez. 2009.
- [72] J. P. Merlet. „Micro parallel robot MIPS for medical applications“. In: *IEEE International Conference on Emerging Technologies and Factory Automation*. Bd. 2. 2001, S. 611–619.
- [73] J. P. Merlet. „Optimal design for the micro parallel robot MIPS“. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation*. Bd. 2. 2002, S. 1149–1154.
- [74] J.D. Brown, J. Rosen, Y.S. Kim, L. Chang, M.N. Sinanan und B. Hannaford. „In-vivo and in-situ compressive properties of porcine abdominal soft tissues“. In: *Studies in Health Technology and Informatics* (2003), S. 26–32.
- [75] V. Vuskovic, M. Kauer, J. Dual und M. Bajka. „Method and device for in-vivo measurement of elasto-mechanical properties of soft biological tissues“. In: *Machine Graphics and Vision* 8.4 (1999), S. 637–654.
- [76] A.E. Kerdok und R.D. Howe. „A technique for measuring local internal mechanical properties of perfused solid organs“. In: *Proceedings of the summer bioengineering conference, sSonesta Beach Resort in Key Biscayne, Florida* (2003).
- [77] M.P. Ottensmeyer, A.E. Kerdok, R.D. Howe und S.L. Dawson. „The effects of testing environment on the viscoelastic properties of soft tissues“. In: *Lecture Notes in Computer Science* 3078 (2004), S. 9–18.
- [78] T. Hu und J.P. Desai. „Soft-tissue material properties under large deformation: strain rate effect“. In: *Engineering in Medicine and Biology Society, 2004. IEMBS '04. 26th Annual International Conference of the IEEE*. Bd. 1. Sep. 2004, S. 2758–2761.
- [79] Y.C. Fung. *Biomechanics: mechanical properties of living tissues*. Springer, 1993.
- [80] Dong-Soo Kwon, Ki Young Woo, Se Kyong Song, Wan Soo Kim und Hyung Suck Cho. „Microsurgical Telerobot System“. In: *1998 IEEE/RSI*. 1898, S. 945–949.
- [81] J. Rosen, M. MacFarlane, C. Richards, B. Hannaford und M. Sinanan. „Surgeon-tool force/torque signatures evaluation of surgical skills in minimally invasive surgery“. In: *Medicine Meets Virtual Reality: The Convergence of Physical & Informational Technologies: Options for a New Era in Healthcare* 62 (1999), S. 290–296.

- [82] J. Rosen, J.D.B. BSE, M. Barreca, L. Chang, B. Hannaford und M. Sinanan. „The Blue DRAGON-A System for Monitoring the Kinematics and the Dynamics of Endoscopic Tools in Minimally Invasive Surgery for Objective Laparoscopic Skill Assessment“. In: *Medicine Meets Virtual Reality 02/10: Digital Upgrades, Applying Moore's Law to Health* (2002), S. 412.
- [83] T. Chanthasopeephan, J.P. Desai und A. Lau. „Measuring forces in liver cutting for reality-based haptic display“. In: *IEEE/RJS Int. Conf Intelligent Robots and Systems, Las Vegas, Nevada*. Bd. 3. 2003, S. 3083–88.
- [84] I. Brouwer, J. Ustin, L. Bentley, A. Sherman, N. Dhruv, F. Tendick u. a. „Measuring in vivo animal soft tissue properties for haptic modeling in surgical simulation“. In: *Studies in Health Technology and Informatics* (2001), S. 69–74.
- [85] S. Greenish, V. Hayward, V. Chial, A. Okamura und T. Steffen. „Measurement, analysis, and display of haptic signals during surgical cutting“. In: *Presence: Teleoperators & Virtual Environments* 11.6 (2002), S. 626–651.
- [86] A.M. Okamura, C. Simone und M.D. O'Leary. „Force modeling for needle insertion into soft tissue“. In: *IEEE Transactions on Biomedical Engineering* 51.10 (2004), S. 1707–1716.
- [87] C. Simone und A.M. Okamura. „Modeling of needle insertion forces for robot-assisted percutaneous therapy“. In: *Proceedings- IEEE International Conference on Robotics and Automation*. Bd. 2. Citeseer. 2002, S. 2085–2091.
- [88] A. Faraz und S. Payandeh. „Synthesis and workspace study of endoscopic extenders with flexible stem“. In: *Journal of Mechanical Design* 119 (1997), S. 412.
- [89] M. C. Cavosoglu, I. Vilanueva und F. Tendick. „Workspace Analysis of Robotic Manipulators for a Teleoperated Suturing Task“. In: *IROS 2001*. 2001.
- [90] Jonathan Kim, Yun-Ju Lee, Seong-Young Ko und Dong-Soo Kwon. „Compact Camera Assistent Robot for Minimally Invasive Surgery: KaLAR“. In: *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*. 2004, S. 2587–2592.
- [91] R. Kraus. *Grundlagen des systematischen Getriebeaufbaus*. Verlag Technik, 1952.
- [92] K. Roth. „Die logische Schlußmatrix, ein Algorithmus zur Analyse und Synthese von Verbindungen und Führungen in der Konstruktion“. In: *VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 1*, Nr. 35 (1974).
- [93] *VDI-Richtlinie 2127: Getriebetechnische Grundlagen; Begriffsbestimmungen der Getriebe*. VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung, 1993.
- [94] *VDI-Richtlinie 2156: Einfache räumliche Kurbelgetriebe; Systematik und Begriffsbestimmungen*. VDI-Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb, 1975.
- [95] K. Roth. *Konstruieren mit Konstruktionskatalogen Band II: Konstruktionskataloge*. Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 1994.
- [96] B.P. Trease, Y.M. Moon und S. Kota. „Design of large-displacement compliant joints“. In: *Journal of Mechanical Design* 127 (2005), S. 788.

- [97] D.B. Marghitu. *Mechanisms and Robots Analysis with MATLAB*. Springer Publishing Company, Incorporated, 2009.
- [98] Manfred Husty, Adolf Karger, Hans Sachs und Waldemar Steinhilper. *Kinematik und Robotik*. Tokio: Springer, 1997. ISBN: 3-540-63181-X.
- [99] Grigore Gogu. „Chebychev–Grübler–Kutzbach’s criterion for mobility calculation of multi-loop mechanisms revisited via theory of linear transformations“. In: *European Journal of Mechanics A/Solids* 24(2005) (Feb. 2005), S. 427–441.
- [100] Lung-wen Tsai. *Robot analysis - the mechanics of serial and parallel manipulators*. A Wiley-Interscience publication. New York [u.a.]: Wiley, 1999, S. XIII, 505. ISBN: 0-471-32593-7.
- [101] JP Merlet und D. Daney. „A formal-numerical approach to determine the presence of singularity within the workspace of a parallel robot“. In: *Computational Kinematics* (2001), S. 167–176.
- [102] J. Kirchner. *Mehrkriterielle Optimierung von Parallelkinematiken*. Verlag Wissenschaftliche Scripten, 2001.
- [103] J.P. Merlet. „Still a long way to go on the road for parallel mechanisms“. In: *ASME 2002 DETC Conference, Montreal, Canada*. 2002.
- [104] Y. Zhao, T. Huang und Z. Yang. „A successive approximation algorithm for the inverse position analysis of the general serial manipulators“. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 31.9 (2007), S. 1021–1027.
- [105] J. Angeles. „On the numerical solution of the inverse kinematic problem“. In: *The International Journal of Robotics Research* 4.2 (1985), S. 21.
- [106] I.M. Chen, G. Yang und I.G. Kang. „Numerical inverse kinematics for modular re-configurable robots“. In: *Journal of Robotic Systems* 16.4 (1999), S. 213–225.
- [107] J.P. Merlet. „Direct kinematics of parallel manipulators“. In: *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 9.6 (1993), S. 842–846.
- [108] O. Didrit, M. Petitot und E. Walter. „Guaranteed solution of direct kinematic problems for general configurations of parallel manipulators“. In: *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 14.2 (1998), S. 259–266.
- [109] D. Kohli und M. Osvatic. „Inverse kinematics of general 6R and 5R, P serial manipulators“. In: *Journal of Mechanical Design* 115 (1993), S. 922.
- [110] J. Stoer und F. L. Bauer. *Numerische Mathematik 1*. 9. Aufl. Bd. 1. Josef Stoer, Springer-Lehrbuch. Berlin [u.a.]: Springer, 2005, S. XI, 383. ISBN: 3-540-21395-3. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/b138027>.
- [111] I. N. Bronstein, K. A. Semendjajew, G. Musiol und H. Mühlig. *Taschenbuch der Mathematik*. 3. Aufl. Frankfurt am Main: Harri Deutsch, 1997. ISBN: 3-8171-2003-6.
- [112] J. Stoer, R. Bulirsch und F. L. Bauer. *Numerische Mathematik 2*. 5. Aufl. Bd. 2. Josef Stoer; Roland Bulirsch, Springer-Lehrbuch. Berlin [u.a.]: Springer, 2005, S. X, 394. ISBN: 3-540-23777-1. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/b137272>.

- [113] D. Hildenbrand, H. Lange, F. Stock und A. Koch. „Efficient Inverse Kinematics Algorithm based on Conformal Geometric Algebra Using Reconfigurable Hardware“. In: *Intl. Conf. on Computer Graphics Theory and Applications (GRAPP)*. Funchal, Jan. 2008.
- [114] T.R. Halfhill. „Parallel Processing with CUDA: Nvidia’s High-Performance Computing Platform Uses Massive Multithreading“. In: *Microprocessor Report* 22.1 (2008).
- [115] Z. Wang, S. Ji, J. Sun, Y. Wan, Q. Yuan und L. Zheng. „A Methodology for Determining the Maximal Regular-shaped Dexterous Workspace of the PMs“. In: (2007), S. 827–832.
- [116] P.P. Pott und M.L.R. Schwarz. „Das Verhältnis von Arbeitsraum zu Bauraum epizyklischer Kinematiken mit sechs Freiheitsgraden“. In: *Biomedizinische Technik* 52.5 (2007), S. 323–336.
- [117] E. Courteille, D. Deblaise und P. Maurine. „Design optimization of a Delta-like parallel robot through global stiffness performance evaluation“. In: *2009 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*. Okt. 2009, S. 5159–5166.
- [118] G. H. Golub und C. Reinsch. „Singular value decomposition and least squares solutions“. In: *Numerische Mathematik* 14.5 (Apr. 1970), S. 403–420.
- [119] H. H. Pham und I. M. Chen. „Kinematics, workspace and static analyses of 2-DOF flexure parallel mechanism“. In: *Proc. 7th International Conference on Control, Automation, Robotics and Vision (ICARCV’02)*. 2002, S. 968–73.
- [120] F. Lotti und G. Vassura. „A novel approach to mechanical design of articulated fingers for robotic hands“. In: *Proc. IEEE/RSJ IROS Int. Conf. on Intelligent Robot and Systems*. 2002.
- [121] J. Joo, S. Kota und N. Kikuchi. „Large deformation behavior of compliant mechanisms“. In: *Proceedings of 2001 ASME Design Engineering Technical Conferences*. Sep. 2001.
- [122] S. Kota, K.J. Lu, Z. Kreiner, B. Trease, J. Arenas und J. Geiger. „Design and application of compliant mechanisms for surgical tools“. In: *Journal of biomechanical engineering* 127 (2005), S. 981–989.
- [123] G. Erhard. *Konstruieren mit Kunststoffen*. 4. Aufl. Hanser Verlag, 2008.
- [124] JM Paros und L. Weisbord. „How to design flexure hinges, Design equations and curves for calculating critical spring rates of single-axis and two-axis flexure hinges“. In: *Machine Design* 37 (1965), S. 151–156.
- [125] I. Naundorf. „Morphologie und mechanisches Verhalten von Filmscharnieren aus Kunststoff“. Diss. Universität Stuttgart, 1998.
- [126] L.L. Howell. *Compliant mechanisms*. Wiley-Interscience, 2001.
- [127] H. Czichos und M. Hennecke. *Hütte. Das Ingenieurwissen*. Hrsg. von Berlin Akademischer Verein Hütte e.V. Springer, 2008.
- [128] J. Kunz, S. Bachmann und M. Studer. „Filmgelenke dehnungsbezogen auslegen“. In: *Kunststoff* 97.12 (2007), S. 129–132.

- [129] *Integral hinges in engineering plastics*. Techn. Ber. Ticona GmbH Information Service, 2004.
- [130] H. Schmidt. „Flimgelenke aus verstärktem Polypropylen und aus Acetalcopolymerisat“. In: *PLASTverarbeiter* 34.9 (1983), S. 774–780.
- [131] C. Gosselin. *Kinematic analysis, optimization and programming of parallel robotic manipulators*. McGill University, 1988.
- [132] JA Carretero, RP Podhorodeski, MA Nahon und CM Gosselin. „Kinematic analysis and optimization of a new three degree-of-freedom spatial parallel manipulator“. In: *Journal of mechanical design* 122 (2000), S. 17.
- [133] R.E. Stamper, L.W. Tsai und G.C. Walsh. „Optimization of a three DOF translational platform for well-conditioned workspace“. In: (1997).
- [134] M. Stock und K. Miller. „Optimal kinematic design of spatial parallel manipulators: application to linear delta robot“. In: *Journal of Mechanical Design* 125 (2003), S. 292.
- [135] D. Zhang, L. Wang und S.Y.T. Lang. „Parallel kinematic machines: design, analysis and simulation in an integrated virtual environment“. In: *Journal of Mechanical Design* 127 (2005), S. 580.
- [136] W. Krause. *Konstruktionselemente der Feinmechanik*. Hrsg. von W. Krause. Hanser Verlag, 1993.
- [137] U. Fischer, M. Heinzler, R. Kilgus, F. Näher, H. Paetzold, W. Röhrer, K. Schilling und A. Stephan. *Tabellenbuch Metall*. Verl. Europa-Lehrmittel Nourney, Vollmer, 2002.
- [138] H.F. Schlaak und B. Schemmer. „Miniaturisierung in der Antriebstechnik - Neue Herausforderungen“. In: *Innovative Klein- und Mikroantriebstechnik. 7. GMM/ETG Fachtagung*. Augsburg, 2007.
- [139] B. Schemmer und H. F. Schlaak. „Untersuchung zur Leistungsdichtesteigerung von Kleinantrieben für die Medizintechnik“. In: *41. Jahrestagung der DGBMT - Deutschen Gesellschaft für Biomedizinische Technik im VDE*. 2007.
- [140] N. El Ghouti. „Hybrid Modelling of a Traveling Wave Piezoelectric Motor“. Diss. Department of Control Engineering, Aalborg University, 2000.
- [141] R.G. Ballas, G. Pfeifer und R. Werthschützky. *Elektromechanische Systeme der Mikrotechnik und Mechatronik*. Springer, 2009.
- [142] K. Uchino. „Piezoelectric ultrasonic motors: overview“. In: *Smart materials and structures* 7 (1998), S. 273–285.
- [143] austriamicrosystems. *Datasheet: AS5046 Programmable 12-bit 360° Magnetic Angle Encoder with Absolute 2-Wire Serial and Analog Interfaces*. austriamicrosystems.
- [144] J. Janisch. „Hall-Elemente für die Winkelmessung“. In: *Elektronik - Fachzeitschrift für industrielle Anwender und Entwickler* 16 (2006), S. 40–43.

- [145] D. Muhs, H. Wittel, D. Jannasch und J. Voßiek. *Roloff/Matek Maschinenelemente*. 18. Aufl. Vieweg+Teubner, 2007.
- [146] T. Kroger, A. Tomiczek und F.M. Wahl. „Towards On-Line Trajectory Computation“. In: *Intelligent Robots and Systems, 2006 IEEE/RSJ International Conference on*. Beijing ISBN: 1-4244-0259-X, 2006, S. 736 –741.
- [147] D. Theisen-Kunde, S. Tedsen, V. Danicke, R. Keller und R. Brinkmann. „Laser-Scalpel for Kidney Resection Based on 1,94 μm Fibre Laser System“. In: *Springer Proceedings in Physics, Advances in Medical Engineering* 114 (2007), S. 431–434.
- [148] D. Theisen-Kunde, V. Danicke und R. Brinkmann. „Comparison of two cw Infrared Laser Systems emitting wavelengths at 1.92 μm and 2.01 μm for tissue dissection in liver surgery“. In: *World Congress on Medical Physics and Biomedical Engineering September 7-12, 2009 Munich, Germany: Vol. 25/VI Surgery, Minimal Invasive Interventions, Endoscopy and Image Guided Therapy*. Springer Verlag, 2009, S. 132.
- [149] E. Wintermantel und S.-W. Ha. *Medizintechnik - Life Science Engineering*. 5. Aufl. Springer, 2009.
- [150] C. Moler. „Professor SVD“. In: *TheMathWorksNews&Notes* (2006).

Eigene Veröffentlichungen

- [151] J. Rausch, A. Röse, R. Werthschützky und H. F. Schlaak. „Analysis of mechanical behavior of liver tissue during intracorporal interaction“. In: *Biomedizinische Technik. Proceedings. Gemeinsame Jahrestagung der Deutschen , Österreichischen und Schweizerischen Biomedizinische Technik*. ETH Zürich, Sep. 2006.
- [152] S. Kassner, A. Röse, R. Werthschützky und H. Schlaak. „Operational Concept for a Handheld Laparoscopic Telemanipulation System: Design and Animal Experiment“. In: *World Congress on Medical Physics and Biomedical Engineering, September 7 - 12, 2009, Munich, Germany*. Hrsg. von Olaf Dössel und Wolfgang C. Schlegel. Bd. 25. IFMBE Proceedings VI. Heidelberg: Springer, 2009, S. 317–320. ISBN: 978-3-642-03905-8.
- [153] T. A. Kern, M. Matysek, O. Meckel, J. Rausch, A. Rettig, A. Röse und S. Sindlinger. *Entwicklung Haptischer Geräte - Ein Einstieg für Ingenieure*. Hrsg. von Thorsten A. Kern. Springer eBook Collection, Computer Science und Engineering [Dig. Serial], Springer-11774 [Dig. Serial]. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2009, Online-Ressource. ISBN: 978-3-540-87643-4.
- [154] A. Röse, C. Wohlleber, H.F. Schlaak und R. Werthschützky. „A Novel Piezoelectric Driven Laparoscopic Instrument with Multiple Degree of Freedom Parallel Kinematic Structure“. In: *The 2009 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, Proceedings*. 2009.
- [155] A. Röse und H. F. Schlaak. „Ein neues System zur Evaluierung und Optimierung parallelkinematischer Mechanismen“. In: *Innovative Klein- und Mikroantriebstechnik : 7. GMM /ETG-Fachtagung 2007*. Augsburg, Juni 2007.
- [156] A. Röse und H. F. Schlaak. „Schonender Operieren“. In: *Hoch 3. Die Zeitung der Technischen Universität Darmstadt* 2.1 (2006), S. 6.
- [157] A. Röse und H.F. Schlaak. „A Novel Parallel Kinematic Mechanism for Highly Flexible Laparoscopic Instruments“. In: *4th European Congress for Medical and Biomedical Engineering 2008*. Antwerp, Belgium, Nov. 2008.
- [158] A. Röse, T. Kern, D. Eicher, B. Schemmer und H. F. Schlaak. „INKOMAN – An intracorporal manipulator for minimally invasive surgery“. In: *Biomedizinische Technik. Gemeinsame Jahrestagung der Deutschen , Österreichischen und Schweizerischen Gesellschaften für Biomedizinische Technik*. Zürich, Schweiz, Sep. 2006.
- [159] T. A. Kern, M. Matysek, O. Meckel, J. Rausch, A. Rettig, A. Röse und S. Sindlinger. *Engineering haptic devices - A beginner's guide for engineers*. Hrsg. von Thorsten A. Kern. Berlin ;Heidelberg: Springer, 2009, S. XXXI, 472. ISBN: 978-3-540-88247-3.
- [160] H. F. Schlaak, R. Werthschützky, D. Eicher, A. Röse, J. Rausch und I. Stöhr. „Im Kleinen ganz groß - Mikroelektromechanische Systeme“. In: *thema Forschung. Technische Universität Darmstadt*. 12.2 (2007), S. 44–50.

- [161] H. F. Schlaak, A. Röse, C. Wohlleber, S. Kassner und R. Werthschützky. „A Novel Laparoscopic Instrument with Multiple Degrees of Freedom and Intuitive Control“. In: *4th European Congress for Medical and Biomedical Engineering 2008*. Antwerp, Belgium, 2008.
- [162] B. Schemmer, A. Röse und H. F. Schlaak. „Serial Manipulator for Intra-corporal Liver-surgery“. In: *Biomedizinische Technik. Gemeinsame Jahrestagung der Deutschen, Österreichischen und Schweizerischen Gesellschaften für Biomedizinische Technik*. Zürich, Schweiz, Sep. 2006.
- [163] J. Rausch, A. Röse, R. Werthschützky und H. F. Schlaak. „INKOMAN - Analysis of mechanical behaviour of liver tissue during in-tracorporal interaction“. In: *Biomedizinische Technik. Gemeinsame Jahrestagung der Deutschen, Österreichischen und Schweizerischen Gesellschaften für Biomedizinische Technik*. Zürich, Schweiz, Sep. 2006.
- [164] R. Müller, G. Schuster, A. Röse, O. Hohlfeld, R. Blechschmidt-Trapp und R. Werthschützky. „Telemetrisches Messsystem zur Bestimmung des Druckes der Zunge gegen den Gaumen“. In: *Biomedizinische Technik* 48 (2003), S. 226–229.
- [165] R. Müller, A. Röse, O. Hohlfeld, R. Blechschmidt, G. Schuster und R. Werthschützky. „Telemetrisches Messsystem zur Bestimmung des Druckes der Zunge gegen den Gaumen“. In: *47. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium, Technische Universität Ilmenau*. Ilmenau, 2002.
- [166] R. Müller, A. Röse, O. Hohlfeld, R. Blechschmidt, G. Schuster und R. Werthschützky. „Telemetric Pressure Measurement System for Orthodontic Applications“. In: *Sensors and Systems*. St. Petersburg, Russia, 2002.

Betreute studentische Arbeiten

- [167] M. Bundt. „Entwurfssystem für parallelkinematische Strukturen mit gestellfesten Linearantrieben“. Diplomarbeit. Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, 2006.
- [168] S. Kassner. „Funktionsmuster eines haptischen Bedienelements für INKOMAN“. Diplomarbeit. Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, 2007.
- [169] Jaqueline Rausch. „Analyse der mechanischen Eigenschaften von Lebergewebe bei intrakorporaler Interaktion“. Diplomarbeit. Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, 2006.
- [170] H. Rörup. „Entwicklung eines Funktionsmusters der Kinematik von INKOMAN“. Diplomarbeit. Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, 2007.
- [171] K. Flittner. „Aufbau und Evaluierung eines monolithischen Positioniersystems“. Studienarbeit. Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, 2006.

- [172] S. Kassner. „Technologie von monolithisch hergestellten Festkörperkinematiken“. Studienarbeit. Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, 2006.
- [173] C. Sasaran. „Konstruktionskatalog für Gelenke zur intrakorporalen Anwendung“. Studienarbeit. Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, 2008.
- [174] P. Berghoff. „Greifwerkzeug für die minimalinvasive Chirurgie“. Studienarbeit. Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, 2009.
- [175] S. Matich. „Ansteuerung von piezoelektrischen Ultraschall Wanderwellenmotoren“. Studienarbeit. Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, 2009.
- [176] E. Metlewski. „Effiziente Umsetzung einer Inverskinematik zur Steuerung eines Manipulators basierend auf Gelenkketten und Implementierung in C“. Bachelor-Arbeit. Technische Universität Darmstadt, Embedded Systems und Applications, 2009.
- [177] C. Ecke, S. Interwies und H. Haus. „Parallelkinematischer Plotter“. Projektseminar. Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, 2006.
- [178] P. Berghoff, M. Bachmann, N. Wolf und S. Quednau. „Metallverstärkung von Kunststoffen“. Projektseminar. Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, 2008.
- [179] F. Kimme, J. Lotichius, C. Neupert, D. Pfeffer und Y. Wang. „6D Motion-Analyzer für Präzisionsmechanismen“. Projektseminar. Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, 2009.
- [180] H. Haus, M. Schulmeister, O. Nottrodt und C. Seipel. „Automatisiertes Antriebssystem für parallelkinematische Strukturen mit gestellfesten Linearantrieben“. Projektseminar. Technische Universität Darmstadt, Institut für Elektromechanische Konstruktionen, 2006.

Erfindungen

- [181] A. Röse. „Manipulationsvorrichtung für ein Chirurgisches Instrument und Chirurgisches Instrument“. Pat. EP09 010 328.4, Europäische Patentanmeldung. 2009.

Lebenslauf



Andreas Röse

Diplom-Ingenieur

geb. am 24. März 1976

in Diez / Lahn

Ausbildung / Studium

- | | |
|-------------------|---|
| 10/1996 - 05/2002 | Studium Elektrotechnik und Informationstechnik an der Technischen Universität Darmstadt,
Studienrichtung Elektromechanische Konstruktionen
1999 Auslandssemester am „Institut Supérieur d'Electronique de Paris“
2002 Diplomarbeit bei Fresenius Medical Care Deutschland GmbH |
| 05/1996 - 08/1996 | Praktikum bei der Accuride International GmbH |
| 07/1995 - 04/1996 | Wehrdienst |
| 05/1995 | Allgemeine Hochschulreife am Gymnasium Diez |

Berufliche Tätigkeit

- | | |
|-------------------|---|
| seit 07/2010 | Entwicklung im Bereich Dialysesysteme bei der Fresenius Medial Care Deutschland GmbH |
| 07/2005 - 06/2010 | Wissenschaftlicher Mitarbeiter an der TU Darmstadt, Insitut für Elektromechanische Konstruktionen |
| 06/2002 - 06/2005 | Entwicklung im Bereich Dialysesysteme bei der Fresenius Medial Care Deutschland GmbH |
| 02/2000 - 03/2000 | Praktikum bei der Mannesmann VDO AG |
| 11/2000 - 09/2001 | Tätigkeit als Werkstudent bei der Fresenius Medical Care Deutschland GmbH |

Frankfurt, 16. März 2011